

UNTERSUCHUNG DES INSTATIONÄREN WÄRMEÜBERGANGS  
IN PARALLELEN ROHRBÜNDELN  
NACH DER MONTE - CARLO - METHODE

Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina  
zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines  
Doktor - Ingenieurs ( Dr.-Ing. )  
genehmigte

Dissertation

von  
Reinhold Dobbernack  
aus Pillau - Neutief

Eingereicht am :	15. 8. 1979
Mündliche Prüfung am :	14. 12. 1979
Berichterstatter :	Prof. Dr.-Ing. H.J.Löffler
Mitberichterstatter :	Prof. Dr. techn. R.Dolezal

Universitätsbibliothek  
der  
1980 Technischen Universität  
Braunschweig

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Sonderforschungsbereich 148 - Brandverhalten von Bauteilen - am Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der Technischen Universität Braunschweig.

An dieser Stelle möchte ich allen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, danken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. techn. R. Doležal, der die Arbeit anregte und mir bei der Durchführung stets fördernd zur Seite stand. Herrn Prof. Dr.-Ing. H.J. Löffler danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Referats.

Weiterhin gilt mein Dank der Deutschen Forschungsgemeinschaft, durch deren finanzielle Unterstützung diese Arbeit ermöglicht wurde.

Braunschweig, Frühjahr 1980

Reinhold Dobbernack



# Inhaltsverzeichnis

	Seite
Verwendete Formelzeichen	VII
1. Einleitung	1
2. Problemstellung und Ziel der Arbeit	3
3. Literaturübersicht	5
4. Das mathematisch - physikalische Modell	10
4.1 Allgemeine Beschreibung des Problems	10
4.2 Die mathematisch - physikalische Beschreibung für die Ermittlung von Absorptionszahlen in Rohrbündeln	12
4.2.1 Allgemeine Strahlungsgesetze für feste Körper	13
4.2.2 Algebraische Methode zur Ermittlung von Absorptions- zahlen	18
4.2.3 Vergleich algebraischer Methoden	21
4.2.4 Ermittlung von Absorptionszahlen mit der Monte Carlo Methode	22
4.2.4.1 Physikalisch - mathematische Grundlagen	23
4.2.4.2 Programm zur Ermittlung von Absorptionszahlen	28
4.2.4.3 Programmablaufplan	32
4.2.5 Rechenergebnisse	34
4.2.5.1 Ergebnisse	38
4.2.5.2 Rechenzeit und Teilchenzahl	42
4.2.5.3 Varianz der Ergebnisse	44
4.2.5.4 Vergleich mit anderen Rechenergebnissen	45
4.3 Mathematisch - physikalische Darstellung der zeitlichen Temperaturänderung im Rohrbündel	48
4.3.1 Allgemeine Ausgangsgleichungen	48
4.3.2 Einfluß der Konvektion	51
4.3.3 Wandtemperaturprofil	55
4.3.4 Energiebilanz für ein Rohrsegment	56
4.4 Das Abkühlungsrechenprogramm	57
4.5 Rechenergebnisse	60
4.5.1 Abkühlungsgeschwindigkeit	61
4.5.2 Temperaturverteilung über der Rohrhöhe	64

	Seite
4.5.3 Temperaturverteilung in der Wand	65
4.5.4 Energiebilanzkontrolle	67
5. Experimentelle Untersuchungen	69
5.1 Versuchsaufbau	69
5.2 Temperaturmessung	71
5.2.1 Voruntersuchungen zur Meßanordnung	71
5.2.2 Die Meßanordnung	73
5.3 Die Versuchsdurchführung	74
5.4 Meßergebnisse	75
5.5 Freie Konvektion	77
5.6 Fehlerbetrachtung	80
6. Vergleich von Rechen- und Meßergebnissen	82
6.1 Das Abkühlungsverhalten	82
6.2 Der Wärmeübergangskoeffizient	85
7. Zusammenfassung	88
8. Anhang	91
9. Literaturverzeichnis	110

FORMELZEICHEN

Großbuchstaben

A	-	Fläche
AL	-	Hilfswinkel
B	-	Strahlungsenergiefluß (direkt und reflektiert), der die Fläche verläßt
$C_S$	-	Strahlungskonstante
D	-	Durchmesser
DI	-	Abstand der Stäbe in x - Richtung
DJ	-	Abstand der Stäbe in y - Richtung
E	-	emittierter Wärme fluß pro Flächeneinheit
$F_{ji}$	-	Total - View - Factor (Gl. 4.18)
Fe	-	Eisen
Gr	-	Grashofzahl
H	-	gesamt einfallender Energiefluß
I	-	Stabbestimmungszahl in x - Richtung
J	-	Stabbestimmungszahl in y - Richtung
K	-	Keramik
L	-	Höhensegment
M	-	Wanddickensegment
MD	-	mit Deckplatte
N	-	Gesamtzahl aller Teile
NI	-	Teilchenzahl für die Winkel $\beta$ und $\gamma$
NN	-	Teilchenzahl für den Winkel $\alpha$
Nu	-	Nußeltzahl
OD	-	ohne Deckplatte
Pr	-	Prandtlzahl
$\dot{Q}$	-	Wärme fluß, Wärmestrom
R	-	Zufallszahl
Re	-	Reynoldszahl
T	-	Kelvin - Temperatur, Zeitkonstante, Totzeitglied

### Kleinbuchstaben

a	--	Temperaturleitfähigkeit
b	-	Wanddicke
c	-	spezifische Wärmekapazität
e	-	emittierter Wärmefluß pro Flächeneinheit und Zeit
h	-	Rohrhöhe
i	-	Intensität
m	-	Masse
n	-	Anzahl der Flächen
$n$	-	Flächennormale
$\dot{q}$	-	Wärmeflußdichte
r	-	Abstand, Radius
$r_1$	-	Reflexionsgrad
s	-	Abstand
$s_j$	-	Energieinhalt eines emittierten Teilchens
$s_j^{s_i}$	-	Gesamtaustauschfläche (Gl. 4.17)
t	-	Celsiustemperatur
u	-	Grundvektor
v	-	Grundvektor
w	-	Grundvektor
x,y,z-	-	Koordinaten
$\bar{x},\bar{y}$	-	gedrehte Koordinaten

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	-	Umfangswinkel
$\bar{\alpha}$	-	Absorptionsgrad
$\beta$	-	Winkel von der Flächennormalen aus gemessen
$\gamma$	-	Ebenenwinkel
$\epsilon$	-	Emissionsgrad, Emissionsverhältnis

$\lambda$	-	Wellenlänge, Wärmeleitfähigkeit
$\xi$	-	Hilfswinkel
$\rho$	-	Hilfswinkel, Dichte, Reflexionsgrad
$\sigma$	-	Oberflächenrauigkeit
$\tau$	-	Zeit
$\varphi$	-	Absorptionszahl
$\varphi$	-	Winkelverhältnis, Einstrahlzahl
$\omega$	-	Raumwinkel

### Indices

ANF	-	Anfang
a	-	außen
ab	-	abgeführt
aussp	-	ausgespeichert
G	-	Gas
ges	-	gesamt
geschl	-	geschlossen
i	-	innen
i,j	-	Flächenbezeichnung
K	-	zeitabhängig
k	-	konvektion
M	-	Wanddickensegment
S	-	schwarz, Strahlung
Th	-	Thermoelement
$\tau$	-	Zeit
w	-	Wand
zu	-	zugeführt
1,2	-	von 1 nach 2 fließender Wärmefluß



## 1. Einleitung

Der bauliche Brandschutz befaßt sich mit der thermischen Belastbarkeit von Konstruktionselementen im Brandfall und der Abnahme der noch möglichen mechanischen Belastbarkeit während des Brandes. Wissenschaftliche Untersuchungen für die praktische Brandprüfung von Bauteilen erfolgen nach einer genormten Brandbelastung mit der Einheitstemperaturkurve /16/.

Der natürliche oder real ablaufende Brand zeigt im Verhältnis zum Normbrand teilweise erheblich unterschiedliche Abbrandgeschwindigkeiten im Bauteil /29/. Die Palette der Parameter, die den natürlichen Brand beeinflussen und ihn charakterisieren, wird beim Normbrand nicht berücksichtigt. Die Kenntnis über die beim Brand ablaufenden Vorgänge und deren Überlagerung hilft Wärmeströme in Brandräumen und daraus Temperaturverteilungen in gefährdeten Bauteilen realitätsnäher zu erfassen, woraus sich im vorbeugenden Brandschutz eine wirtschaftlichere Bauweise ergeben könnte. Dadurch treten die Untersuchungen des natürlichen Brandes in den Vordergrund. Zur einheitlichen Beurteilung wird unter Verwendung einer Holzkrippe - eines scheiterhaufenartigen und kreuzweise geschichteten Holzbalkengebildes - eine simulierte, genormte Brandlast vorgegeben. Über das Verhalten von Holzkrippen beim Brand und seine Auswirkungen auf den Brandraum gibt es eine Vielzahl von Versuchsreihen /57,82,30/, die die unterschiedlichen Verhaltensweisen dieser Brandlasten in Abhängigkeit der Brandraumgeometrie, Lüftung und Lage im Brandraum andeuten. Desweiteren ist der Kenntnisstand über die Wechselwirkung des Wärmeaustausches der brennbaren Stoffe untereinander und mit der Umgebung gering. Einzeluntersuchungen /40,5,96 42/ über das Krippenverhalten befassen sich mit dem Einfluß des Gewichtsverlustes, der Porosität, Temperaturverteilungen im Brandgut und Wärmeabstrahlung an die Umgebung. Alle diese Detailfragen sind unabhängig und ohne Berücksichtigung übergreifender Einflüsse untersucht worden, so daß bisher keine systematische Darstellung gelungen ist.

Die Lösung dieser Aufgabe läßt sich durch Vergleich theoretischer An-

sätze und begleitende Versuche durchführen. Die theoretische Beschreibung erfolgt über ein mathematisches Modell, das durch systematische Erweiterung und Einbindung verschiedener Einflußparameter, die den Brand beeinflussenden Größen, berücksichtigt. Für die Erstellung des Gesamtmodells eines Krippenbrandes werden Teiluntersuchungen notwendig, die

1. das brennbare Einzelteil unter thermischer Belastung in seinem physikalischen Verhalten hinsichtlich veränderlicher Stoffwerte beschreibt und
2. die komplexe Geometrie der Krippe in ihrem zeitvarianten Verhalten bezüglich der im Modell ausgetauschten Wärme erfaßt.

Die Kopplung beider Arbeitsgebiete soll im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 148 einer Beschreibung des natürlichen Brandes dienen. In /49/ wird Holz als Krippenmaterial unter Berücksichtigung der eingebundenen Feuchtigkeit auf Erwärmung, Zündung und Abbrand untersucht. Ein mathematisches Modell wird mit Messungen verglichen.

In dieser Arbeit soll zur Fertigstellung eines Gesamtmodells des natürlichen Brandes das Verhalten komplexer Geometrien unter Wärmebeaufschlagung beschrieben werden.

## 2. Problemstellung und Ziel der Arbeit

Die Darstellung des Problems eines Krippenbrandes stößt auf große Schwierigkeiten, wenn die Krippe als natürlicher Brandherd über ein mathematisches Modell beschreibbar sein soll und dabei die Wärmeübertragungsmechanismen im Gesamtsystem mit berücksichtigt werden.

Untersuchungen an Kiefernholzkrippen erklären den Abbrandverlauf und die Geschwindigkeit der Flammenausbreitung innerhalb der Krippe /9,42/. Dabei wird die Auswirkung einer Temperaturerhöhung bis zum Zündzeitpunkt nicht erfaßt, weil die Zündung in unterschiedlicher Art herbeigeführt wird. So beginnt der Brand durch Übergießen und Entzünden leicht entflammbarer Flüssigkeiten wie Spiritus oder durch Anströmen mit heißen Rauchgasen. Durch die verschiedenen Zündmechanismen werden Zündzeitpunkt und Brandausbreitung in der gesamten Krippe unterschiedlich beeinflusst, so daß qualitative Aussagen über geometrische Abhängigkeiten in Krippenbränden kaum möglich sind.

Das thermische Verhalten von brennbaren Konfigurationen setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelprozessen zusammen, die sich gegenseitig beeinflussen und darum in einer Gesamtuntersuchung nicht explizit erfaßbar sind. So muß die Untersuchungsmethodik auf die Klärung von Teilprozessen ausgerichtet werden.

Eine wichtige Größe für den Brand ist dabei die Wärmestrahlung. Sie setzt sich aus einer reinen Körperstrahlung sowie der Gas- und Flammenstrahlung zusammen. Gegenstand dieser Arbeit ist eine nähere Untersuchung der reinen Körperstrahlung. Um diesen Einfluß darzustellen, sind Temperaturänderungsgeschwindigkeiten  $\Delta t/\Delta \tau > 1 \text{ K/s}$  notwendig, die im Temperaturbereich über  $500^\circ\text{C}$  durch Beheizung ohne großen Aufwand nicht zu erreichen sind. Deswegen wird die Beschreibung von Wärmeaustauschvorgängen in komplexen Gebilden über das Abkühlungsverhalten untersucht.

Das Modell wird auf ein einheitliches Ausgangstemperaturniveau gebracht und danach schlagartig der freien Umgebung ausgesetzt. Dadurch erhält man genau definierte Randbedingungen während der zeitlichen Temperaturänderung.

Auf der theoretischen Seite ist eine mathematische Modellierung zeitvarianter Vorgänge in einer Krippe bei starken Temperaturänderungen nicht möglich. Wegen der kreuzweisen Anordnung der einzelnen Elemente werden durch die geometrischen Verhältnisse verstärkte Kanalwirkungen hervorgerufen und dadurch lokale, nicht festlegbare Temperaturänderungen bewirkt.

Als mögliche Vereinfachung der Geometrie kann das Rohrbündel angesehen werden. Es findet im Dampferzeugerbau Verwendung, wodurch Untersuchungen in speziellen Fällen existieren. Wegen der einfacheren Geometrie ist dieses Modell einer mathematischen Beschreibung zugänglich.

Durch diese Vereinfachung wird die nachfolgende Untersuchung für zwei Anwendungsbereiche interessant. Einmal kann ein keramisches Material gewählt werden, das vielen brennbaren Stoffen in seiner Wärmeleitfähigkeit ähnlich ist. Andererseits bietet sich die Untersuchung von Eisenrohren oder Materialien mit großer Wärmeleitfähigkeit an, um einen Beitrag für den Wärmeaustausch in Überhitzerrohrbündeln eines Dampferzeugers zu liefern.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, mit einem physikalisch - mathematischen Modell den instationären Wärmeübergang durch Körperstrahlung in parallelen Rohrbündeln in Abhängigkeit von geometrischen Variationen, Stoffeigenschaften und Strahlungsgesetzmäßigkeiten zu beschreiben.

Als Ergänzung der theoretischen Ansätze werden diese durch Messungen unterstützt und abgesichert, um die real ablaufenden Vorgänge als Vergleich zugrunde zu legen. Dabei ist Voraussetzung, daß der Temperaturbereich des natürlichen Brandes und die Bedingungen des Dampferzeugerbetriebes annähernd in den Versuchen erreicht werden.

### 3. Literaturübersicht

Die Kenntnisse des Wärmetransportes durch Strahlung sind vielfältig. Trotz des Wissens über die physikalisch ablaufenden Vorgänge beim Wärmestrahlungsaustausch wurden in den letzten zwanzig Jahren Untersuchungen veröffentlicht, die zeigen, daß detaillierte Ergebnisse weiterhin notwendig sind. In Arbeitsbereichen, wie in der Weltraumforschung, wird unter extremen Bedingungen Wärme lediglich durch Strahlung aufgenommen und abgegeben. Deswegen werden Lösungsmöglichkeiten gesucht, die in Abhängigkeit von genauen Geometrieeinflüssen, Oberflächenmaterialeigenschaften und Strahlungsgesetzen den Wärmestrahlungsaustausch beschreiben.

Durch das Stefan - Boltzmannsche Gesetz wird das thermische Verhalten eines idealen schwarzen Strahles erfaßt. Für die Beschreibung des Wärmestrahlungsaustausches zwischen zwei Flächen werden zusätzlich Einstrahlzahlen verwendet, die die geometrischen Verhältnisse der strahlenden Flächen zueinander bestimmen. In Abhängigkeit von der Größe und der Form der einzelnen Flächen und ihrer räumlichen Zuordnung werden für einfache Flächenpaare (Fläche endlicher Größe zu einem Flächenelement und zwei Flächen endlicher Größe untereinander) in /104/ analytische Lösungen für Sonderfälle angeboten. Ergänzende Angaben in /86/ zeigen Ergebnisse, die das Verhalten zweier differentieller Flächen untereinander beschreiben. Messungen /94/ bezüglich der gegenseitigen Beeinflussung zweier bestimmter Flächen durch Strahlungswärme bestätigen für Einzelfälle die Gültigkeit der Einstrahlzahlen in der ingenieurmäßigen Anwendung.

Für komplexe Anordnungen sind allgemeine analytische Lösungen gefunden worden. In räumlichen Geometrien, wo mit zugestrahlter Wärme aus allen Richtungen eine scheinbare Erhöhung des materiell gegebenen Emissionsvermögens für differentielle Flächen eintritt, erfaßt eine Integralgleichung die Zustände. Buckley /10/ löste diese Art von Gleichung erstmals für Wärmestrahlungsprobleme. In neuerer Zeit sind durch die Verwendung von EDV - Anlagen numerische Lösungen möglich, so daß dadurch für eine Vielzahl von Geometrien beliebig genaue Ergebnisse zu erzielen

sind. In /102, 91/ werden die Verhältnisse in offenen und einseitig geschlossenen Zylindern behandelt. Allen ähnlichen Ergebnissen, die aus analytischen Ansätzen gewonnen wurden, seien es konische /59/, rechteckige / 88,15, 2/, keilförmige /44/ oder konkave Anordnungen /91/ ist gemein, daß sie nur durch aufwendige mathematische und rechnerische Darstellung gefunden werden können.

Für den Wärmestrahlungsaustausch in allgemeinen Geometrien sind Kenntnisse über die Strahlungseigenschaften fester Stoffe bei höheren Temperaturen notwendig. Die bekannten Meßergebnisse aus Untersuchungen mit verschiedensten Materialien streuen erheblich, weil die Größe des Emissionsgrades von der schlecht reproduzierbaren Oberflächenbeschaffenheit abhängt /68/.

Die Berechnung des Emissionsgrades ist möglich, jedoch gilt sie für Körper mit ideal glatten Oberflächen, die sich in der Praxis nur annähernd realisieren lassen. Schmidt und Eckert /81/ geben Lösungen für halbräumliche Emissionsgrade an, die in bestimmten Bereichen für elektrische Leiter und Nichtleiter gelten.

Die Intensität der abgestrahlten Wärme einer Oberfläche hängt ab von der Rauigkeit der Fläche, der Wellenlänge, der einfallenden Strahlung und den geometrischen Verhältnissen für einfallende und reflektierte Strahlung. Münch /67/ zeigt, daß die Reflexion an Oberflächen zwischen diffusen und spiegelnden Eigenschaften liegt.

Bei Oberflächen mittlerer Rauigkeit, d.h. die mittlere Höhe der Unebenheit einer Fläche ist kleiner als die Wellenlänge der eingestrahnten Wärme, reagiert eine Fläche bei Normaleneinstrahlung mit diffuser Reflexion. Mit stärker werdender Abweichung von der Normalenrichtung treten die Gesetze spiegelnder Reflexion auf /48,60/. Reale Oberflächen haben teilweise größere Rauigkeitstiefen als die Wellenlängen der übertragenen Strahlungswärme. Dann nimmt die spiegelnde Reflexion mit steigender Rauigkeit ab, und die die Oberfläche verlassende Strahlung erhält immer stärkeren diffusen Charakter /5,46, 99/. Detaillierte Untersuchungen /71/ an verschiedenen Metallen mit unterschiedlichen Oberflächen und Rauigkeiten zeigen reproduzierbare Tendenzen. Es konnten aber keine

eindeutigen Beziehungen zwischen gemessenem Reflexionsgrad und Oberflächenbeschaffenheit hergestellt werden. Bei Emissionsgraden  $\epsilon > 0,9$  hat die Rauigkeit der Fläche keinen feststellbaren Einfluß mehr /45/.

Die theoretische Erfassung des Oberflächeneinflusses wird durch Ansätze versucht, die das Reflexionsverhalten des Materials additiv aus diffusen und spiegelnden Komponenten zusammensetzen /26,79,75/. In /3,1/ werden Ansätze beschrieben, die die Unebenheiten einer Oberfläche über eine Wahrscheinlichkeitsverteilung der Höhen und Tiefen erfassen sollen. Neben dem Rechenaufwand bleiben diese Ansätze allgemein oder ihre Anwendung bezieht sich auf spezielle Oberflächen und Materialien.

Die in dieser Arbeit verwendeten Rohrbündel haben Oberflächen aus elektrischen Nichtleitern oder sind selbst Nichtleiter. Für diese Art von Oberfläche gelten mit guter Näherung die von Schmidt und Eckert /81/ gemessenen Verteilungen. Sie werden für Metalloxidschichten von /8/ bestätigt und sind mit geringen Fehlern als graue Strahler anzusehen. Das gilt besonders bei Oberflächen mit großen Emissionsgraden. Bei geringem  $\epsilon$  können Fehler von über 50 % auftreten, die zum Teil auf Meßfehler zurückzuführen sind /66/. Fitzgerald /34/ gibt eine lineare Temperaturabhängigkeit von  $\epsilon$  in den Grenzen von 250 - 1300 K für einfachen Stahl an.

Neben dem Weg über die Oberflächenbeschaffenheit analytisch Einstrahlzahlen zu ermitteln, gibt es Methoden, die es gestatten, in besonderen Fällen die geometrischen Abhängigkeiten zu erfassen. Nußelt /69/ beschreibt ein graphisches Verfahren, bei dem die Einstrahlzahl von zwei beliebig angeordneten Flächen (endliche Flächengröße und Flächenelement) durch Projektion an einer Halbkugel gefunden werden. Eckert /23/ stellt eine Methode der optischen Bestimmung vor. Durch Schattenbildprojektion können komplizierte Geometrien, die von einer Punktquelle angestrahlt werden, untersucht werden. Nach diesem Verfahren und dem Vergleich mit der analytischen rechnerischen Methode wurde in /87/ eine gute Übereinstimmung für bestimmte Geometrien festgestellt.

Für ingenieurmäßige Untersuchungen sind zur Lösung der analytischen Ansätze komplexer Geometrien algebraische Methoden entwickelt worden. Mit einem System linearer algebraischer Gleichungen werden die Integral-

gleichungen für den Wärmestrahlungsaustausch angenähert.

Ein häufig angewandtes Mittel der Berechnung von Einstrahlzahlen in Räumen mit Ausbuchtungen und Einbauten ist die Verwendung von Hilfsflächen. Sie repräsentieren den Teil in seinen Strahlungseigenschaften, den sie gegenüber den anderen Flächen verdecken /63/. Dadurch können Rechnungen für die Ermittlung von Einstrahlzahlen vereinfacht werden /33/.

Eine Erweiterung dieses Prinzips ist die Methode der gekreuzten Strecken (crossed string method) /63/. Ebene Geometrien beliebiger Form werden durch ein System sich kreuzender Strecken simuliert und aus dem Verhältnis der Strecken zueinander lassen sich Einstrahlzahlen ermitteln. Hacker /41/ entwickelte nach diesen Vorstellungen ein Modell zur Beschreibung von einreihigen Rohrregistern. Die Ausweitung unterblieb, da keine EDV - Anlage für den großen Rechenaufwand zur Verfügung stand /64/.

Die umfassendsten algebraischen Methoden für die Berechnung des Strahlungswärmeaustausches in Räumen basieren darauf, daß Flächen segmentiert werden. Mit der Bedingung konstanter Temperaturen und Stoffwerte für jedes Segment läßt sich der Wärmeaustausch einer Fläche mit allen sie umgebenden Flächen als lineares Gleichungssystem darstellen. Hierzu erarbeitete Hottel /63/ die Methode des umschlossenen Raumes (enclosure method). Gebhard /38/ beschreibt das Problem mit der Definition eines Absorptionsfaktors. Es ist der Teil der Energie einer Fläche, der durch Absorption aufgenommen wird, wenn er ins Verhältnis zur insgesamt emittierten Energie einer strahlenden Fläche gesetzt wird. Eine andere Modellierung wird von Oppenheim /70/ vorgenommen, indem der Strahlungswärmeaustausch der einzelnen Flächen in der Form eines elektrischen Netzwerkes wiedergegeben wird.

Neben den algebraischen Methoden, mit denen bei genügend feiner Segmentierung durch enormen Rechenaufwand relativ große Genauigkeiten erreicht werden können, ist durch die Möglichkeit der Anwendung von EDV - Anlagen ein statistisches Berechnungsverfahren entwickelt worden. Es wird allgemein Monte - Carlo - Verfahren genannt.

Die von einer Fläche ausgesandte Energie wird in eine bestimmte Zahl



von Energieanteilen zergliedert, deren Verbleib ein Maß für die Wärmestrahlungsausbreitung ist /53/. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in der direkten Simulation physikalischer Vorgänge /106/ und der Möglichkeit, bunt strahlende Flächen zu berücksichtigen /98/.

Mit geringem zeitlichen Aufwand lassen sich gute Übereinstimmungen zwischen Rechnungen nach der Monte - Carlo - Methode / 95/ und analytischen Lösungen für einfache Flächenanordnungen /104/ erzielen. In der Literatur werden eine Vielzahl von Ergebnissen für Geometrievariationen angeboten, die die Anwendung dieser Methode rechtfertigen, wenn nicht größte Genauigkeit gefordert wird /74,14/. Auftretende Fehler und ihre Fortpflanzung während der Rechnung werden in Abhängigkeit von der Zahl der Energieanteile in /97, 11/ diskutiert.

#### 4. Das mathematisch - physikalische Modell

##### 4.1. Allgemeine Beschreibung des Problems

Für systematische Untersuchungen physikalischer Vorgänge in Modellen ist eine mathematische Formulierung des Problems notwendig (Kap. 2). Dadurch können die Einflüsse verschiedener Parameter auf das Gesamtproblem deutlich gemacht werden, wobei hier besonders die Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Geometrie berücksichtigt werden sollen.

Die Modellierung der physikalischen Vorgänge durch mathematische Formulierungen kann das Problem nur vereinfacht wiedergeben. Dadurch können Fehler oder Abweichungen von den tatsächlich ablaufenden Prozessen auftreten, die im Rahmen des Gesamtproblems hingenommen werden können, wenn die Tendenzen der untersuchten Parameter das komplexe Verhalten in hinreichender Genauigkeit wiedergeben.

Im folgenden soll das instationäre Verhalten eines Rohrbündelmodells beschrieben werden. Dieses Modell soll als erste Näherung einer Holzkrippe gelten, wobei brennbare Materialien nicht berücksichtigt werden.

Es wird von einem Modell ausgegangen, bei dem senkrecht versetzt stehende Rohre auf einer Grundplatte angeordnet sind. Untersucht werden unterschiedliche Durchmesser und Abstände der Rohre und ihr gegenseitiger Einfluß untereinander während der Abkühlungsphase der Modelle bei gleich großer Grundplatte. Die Wahl der geometrischen Abmaße und Teilungen der Rohrbündel entspricht grob den Verhältnissen in einer Holzkrippe und in den Rohrregistern von Dampferzeugern. Wahlweise wird auf dem Modell eine Deckplatte in der Größe der Grundplatte belassen, um Randeinflüsse zu erfassen und über Vergleichsrechnungen den Einfluß der konvektiven Wärmeübertragung zu bestimmen.

Nachdem das Modell auf ein gleichmäßiges Temperaturprofil gebracht worden ist, wird es an der freien Umgebung abgekühlt. Die Temperaturänderung der einzelnen Rohre erfolgt hauptsächlich durch den Wärmestrahlungsaustausch mit der freien Umgebung und den benachbarten Rohren sowie durch zusätzliche konvektive Wärmeabfuhr an Außen- und Innenfläche (Bild 4.1). Dabei wird vorausgesetzt, daß strahlende Gase im Modell nicht be-

rücksichtigt werden.

Als Materialien werden Stahl- und Keramikrohre verwendet, deren Stoffeigenschaften als temperaturunabhängig angesehen werden können.

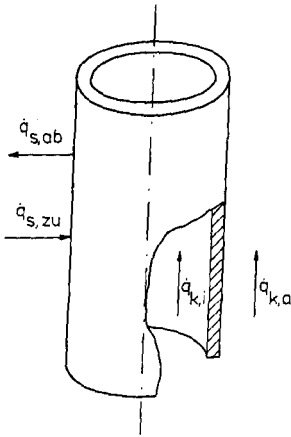


Bild 4.1: Zu- und abgeführte  
Wärmen an der  
Rohroberfläche

Für die Gesamtdarstellung des beschriebenen Modells wird die Berücksichtigung des Wärmestrahlungsaustausches in dreidimensionaler Form notwendig. Ebenso sind dreidimensionale Verteilungen des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Geometrie zu bestimmen. Diese aufwendige mathematische Formulierung soll sowohl die Wechselwirkung im Inneren des Modells, als auch die Vorgänge am Rand erfassen.

Die mathematische Beschreibung des Problems erfolgt in zwei Abschnitten:

1. Ermitteln von Absorptionszahlen
2. Erfassung des instationären Abkühlungsverhaltens unter Verwendung der Ergebnisse aus 1.

Beim Wärmestrahlungsaustausch zwischen festen Körpern wird der Anteil der auftreffenden Energie durch ein Winkelverhältnis für einfache geometrische Anordnungen beschrieben. Durch die Vielzahl der Flächen wird die Definition einer Absorptionszahl notwendig, durch die physikalisch umfassendere Aussagen als durch Winkelverhältnisse gemacht werden können.

nen und die an deren Stelle für den vorliegenden Anwendungsfall tritt. Es werden allgemeingültige Absorptionszahlen ermittelt, die als Verteilungen in der Ebene parallel zur Grundplatte, über der Höhe und auf dem Umfang der Rohre angegeben werden.

Aufbauend auf diesen Absorptionszahlen kann die mathematisch - physikalische Beschreibung des Abkühlungsverhaltens vorgenommen werden. Zusätzlich zur Wärmestrahlung und konvektiven Einflüssen wird bei der Berechnung des Modells die zeitliche Änderung des Rohrwandtemperaturprofils unter Verwendung der Wärmeleitung beschrieben.

#### 4.2. Die mathematisch - physikalische Beschreibung für die Ermittlung von Absorptionszahlen in Rohrbündeln.

Zur Ermittlung von Absorptionszahlen<sup>\*)</sup> werden die allgemeinen Gesetze für Festkörperstrahlung benötigt. Ihre Anwendung erfolgt mit den Einschränkungen, die durch die Art des Modells und der Materialien vorgegeben werden.

Durch die Geometrie eines Rohrbündels muß für die Erfassung des Wärme-strahlungsaustausches ein Berechnungsverfahren gewählt werden, das es gestattet, für jeden beliebigen Ort im Modell den Wärmeaustausch mit den umliegenden Körpern zu erfassen. Das in der Literatur /104/ angegebene Verfahren zur Ermittlung von Winkelverhältnissen ist nicht ausreichend, weil Winkelverhältnisse lediglich geometrische Abhängigkeiten jeweils zweier Flächen beschreiben können. Die Berechnung von Winkelverhältnissen für eine beliebige Anzahl von Flächen ist nicht sinnvoll, da ihre Bestimmung unübersichtlich ist.

---

\*) Absorptionszahl  $\varphi \neq$  Absorptionsgrad  $\bar{\alpha}$

Als mögliches Verfahren für das anstehende Problem werden in der Literatur algebraische Methoden erklärt. Sie sind auf beliebige Geometrien anwendbar. Durch eine Segmentierung der Oberflächen der am Strahlungsaustausch beteiligten Körper, wird jedes Segment in seinem Verhalten durch die umgebenden Flächen beeinflusst.

Die durch die algebraische Methode definierten Absorptionszahlen erklären nicht nur geometrische Zuordnungen wie die Winkelverhältnisse, sondern sind ein Maß für die Energie, die von einer Fläche zur anderen gelangt und dort endgültig absorbiert wird.

Die Anwendung dieser algebraischen Methoden hat dort eine Grenze, wo die Anzahl der Segmentflächen zu groß ist, da für jede Fläche eine Gleichung notwendig ist, die die Verknüpfung mit den anderen Flächen herstellt.

Aufbauend auf den physikalischen Bedingungen der algebraischen Methode, d.h. mit den Voraussetzungen zur Bestimmung der Absorptionszahlen, wird die Monte - Carlo - Methode angewandt. Sie ist ein statistisches Verfahren. Unter Verwendung der allgemeinen Strahlungsgesetze für feste Körper und der Geometrie des Modells werden Absorptionszahlen ermittelt, die physikalisch denen der algebraischen Methode gleichen.

#### 4.2.1 Allgemeine Strahlungsgesetze für feste Körper

Die Beschreibung des Wärmestrahlungsaustausches zwischen festen Materialien erfolgt nach Gesetzen, die für ideale schwarze Strahler gelten. Über ihre Anwendung kann mit vorgegebenen Vereinfachungen der Strahlungsaustausch für reale Flächen bestimmt werden.

Der Ausgangspunkt für die mathematische Formulierung ist das Plancksche Gesetz. Es beschreibt die spektrale Intensitätsverteilung der Strahlung für einen schwarzen Körper in Abhängigkeit von der Wellenlänge  $\lambda$  und der absoluten Temperatur  $T$  wie folgt:

$$i_{s,\lambda} = \frac{2 C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda \cdot T) - 1]} \quad (4.1)$$

$C_1$  und  $C_2$  sind von universellen Naturkonstanten abgeleitete Konstanten. Bei Integration über den gesamten Wellenlängenbereich erhält man als Sonderfall das Stefan - Boltzmannsche Gesetz, das einen idealen schwarzen Strahler beschreibt, der pro Zeit und Flächeneinheit in den Halbraum den Energiestrom abstrahlt, wobei  $C_s$  der Strahlungskoeffizient des schwarzen Strahlers ist.

$$e_s(T) = C_s \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (4.2)$$

Damit reale Zustände erfaßt werden können, wird eine Größe eingeführt, die die Abweichung der Strahlungsenergie des grauen Strahlers im Verhältnis zum schwarzen Strahler beschreibt.

$$e(T) = \epsilon \cdot e_s(T) \quad (4.3)$$

$\epsilon$  heißt Emissionsgrad /17/, wird aber auch Emissionszahl oder Emissionsverhältnis genannt. Ist  $\epsilon$  unabhängig von  $\lambda$ , wird der Strahler als grauer Strahler bezeichnet.

Für den Strahlungswärmeaustausch muß nicht nur die emittierte Energie, sondern auch die absorbierte Energie einer Fläche bestimmbar sein, die die Grundlage zur Bestimmung der Absorptionszahl darstellt.

Der Zusammenhang zwischen Absorptionsgrad  $\bar{\alpha}$  und dem Emissionsgrad  $\epsilon$  bei gleicher Temperatur wird durch das Kirchhoffsche Gesetz beschrieben, das streng genommen nur für monochromatische Strahlung gilt.

$$\bar{\alpha}_{\lambda}(T) = \epsilon_{\lambda}(T) \quad (4.4)$$

Allerdings kann es bei nicht zu starken Temperaturunterschieden zweier Körper oft vereinfachend verwendet werden. Bei grauen Strahlern ist der Absorptionsgrad unabhängig von der Wellenlänge  $\lambda$ , so daß

$$\bar{\alpha} = \epsilon \quad (4.5)$$

gilt.

Die allgemeine Form der Gleichung (4.4) setzt bei ihrer Anwendung die Kenntnis des Absorptionsgrades als Funktion der Wellenlänge  $\lambda$  /85/ und der Temperatur voraus /81/.

Neben Absorptions- und Emissionsgrad ist die Strahlungsintensität in Abhängigkeit vom Winkel  $\beta$  zwischen der Flächennormalen und der Strahlungsrichtung entscheidend und wird durch das Cosinus - Gesetz von Lambert beschrieben:

$$e_s = i_s \int \cos \beta \cdot d\omega = i_s \int \cos \beta \cdot \sin \beta \cdot d\beta \cdot d\gamma \quad (4.6)$$

Die Winkel  $\beta$  und  $\gamma$  legen die Strahlungsrichtung zwischen zwei Flächenelementen fest, womit gleichzeitig der Raumwinkel  $d\omega$  bestimmt ist (Bild 4.2). Bei Verwendung des Cosinusetzes ist die Möglichkeit gegeben, die räumliche Abstrahlung von einem Rohrsegment in seine Umgebung zu beschreiben oder auch die Einstrahlung von verschiedenen Flächen auf eine Segmentoberfläche des Rohrbündelmodelles zu bestimmen.

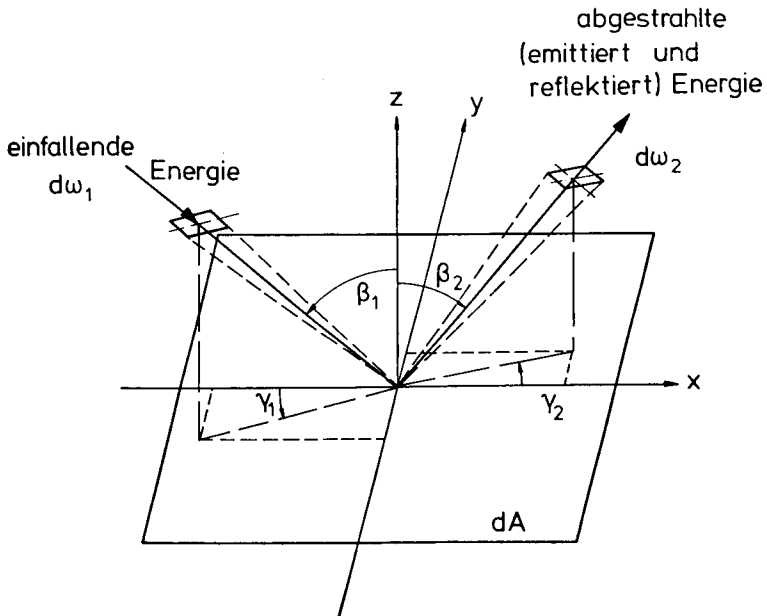


Bild 4.2: Geometrische Verhältnisse für einfallende und abgestrahlte Energie

Die Abstrahlung, die insgesamt eine schwarze Segmentoberfläche verläßt, ergibt sich aus der Integration von Gl. 4.6 über die gesamte Halbkugel zu

$$e_s = \pi \cdot i_s \quad (4.7)$$

und ist nach Gl. 4.7 das  $\pi$ -fache der Strahlungsintensität (Gl. 4.1) in Flächennormalenrichtung  $i_s$ .

Der Energieaustausch zwischen zwei Flächen im Modell ergibt sich mit Gl. 4.6 und dem quadratischen Abstandsgesetz /50/

$$d\omega = \frac{dA_2 \cdot \cos \beta_2}{r^2} \quad (4.8)$$

zu



$$dQ_{1-2} = i_s \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{r^2} dA_1 \cdot dA_2 \quad (4.9)$$

Dabei wird ein reflektierter Anteil von dritten Flächen, der von  $A_1$  über  $A_3$  auf  $A_2$  trifft, nicht berücksichtigt. Weiterhin werden die Gesetzmäßigkeiten, die durch die Gleichung (4.6) und (4.9) beschrieben werden, von den in der Natur vorkommenden Stoffen nicht streng erfüllt. Für reale Flächen muß bei Anwendung des Cosinusetzes vorausgesetzt werden, daß das Emissionsverhältnis  $\epsilon$  unabhängig von der Ausstrahlungsrichtung ist.

Der Quotient aus Gl. (4.9) und (4.7), letztere mit der Dimension der Fläche  $A_1$  erweitert, ergibt das in der Literatur /104/ bekannte Winkelverhältnis. Es beschreibt in Abhängigkeit von der Zuordnung der beiden Flächen im Raum, den Anteil der von  $A_1$  ausgesendeten Gesamtenergie, der  $A_2$  erreicht.

Aufbauend auf den physikalischen Grundlagen für die Bestimmung des Winkelverhältnisses ist eine algebraische Methode für zwei Flächen entwickelt worden /21/. Sie wird als Standard- oder Nettomethode /56/ bezeichnet und berücksichtigt die emittierten, absorbierten und reflektierten Anteile der Energie, die von  $A_1$  ausgesendet und zwischen beiden Flächen ausgetauscht wird.

Der Vorteil dieser Methode liegt in ihrer physikalischen Übersichtlichkeit für den Verbleib des einmal emittierten Strahlungsanteils einer Fläche. Wendet man jedoch das Verfahren auf die Anordnung des Rohrbündels an, wo durch die Segmentierung eine große Zahl von Teilflächen entstanden sind, so geht durch die Einbeziehung aller Reflexionsmöglichkeiten die Übersichtlichkeit verloren.

#### 4.2.2 Algebraische Methode zur Ermittlung von Absorptionszahlen

Der Wärmestrahlungsaustausch in einem Rohrbündel wird nicht allein durch die physikalischen Voraussetzungen beschrieben, wie sie in Kap. 4.2.1 zur Ermittlung der Winkelverhältnisse dargestellt worden sind. Sofern die Flächen nicht schwarze Strahlungseigenschaften haben, muß zusätzlich der reflektierte Anteil der Energie berücksichtigt werden, der aus der Umgebung auf die zu untersuchende Fläche gestrahlt wird.

Mit den folgenden Wärmebilanzen kann das thermische Verhalten des Flächenelementes  $dA_i$  beschrieben werden, wobei sich die geometrischen Verhältnisse aus Bild(4.2)ergeben.

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Gesamtwärmestrom} \\ \text{durch Strahlung,} \\ \text{der die Fläche} \\ dA_i \text{ verläßt} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Emissionsvermögen} \\ \text{der Fläche } dA_i \text{ in} \\ \text{Richtung } \beta_2, \gamma_2 \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{reflektierter Wärmestrom} \\ \text{der Fläche } dA_i \text{ in Richtung} \\ \beta_2, \gamma_2 \text{ einfallend von } dA_j \\ \text{mit } \beta_{2j}, \gamma_{2j} \end{array} \right] \quad (4.10)$$

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Netto-Strahlungs-} \\ \text{wärme der Fläche} \\ dA_i \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Gesamtwärmestrahl-} \\ \text{ung, die die} \\ \text{Fläche } dA_i \text{ in Rich-} \\ \text{tung } \beta_2, \gamma_2 \text{ verläßt} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Wärme, die von den} \\ \text{Flächen } dA_j \text{ auf die Fläche} \\ dA_i \text{ gestrahlt wird} \end{array} \right] \quad (4.11)$$

Die Gl. (4.10) und (4.11) bilden das System von Gleichungen, mit dem der Strahlungswärmeaustausch für die  $n$  Segmente des Rohrbündels erfaßt wird. Je mehr wesentliche, die Strahlung beeinflussende Parameter verwendet werden, desto aufwendiger wird die Lösung der Gleichungen. Dazu ist die Strahlungsrichtung in den verwendeten Koordinaten notwendig, um das Rohrbündel rechnerisch in jedem Flächensegment erfassen zu können. Weiterhin sind von entscheidender Bedeutung die Materialart - sei es elektrischer Leiter oder Nichtleiter - und die Oberflächenrauigkeit des verwendeten Materials, da sie die Verteilung des Emissionsverhältnisses in Abhängigkeit vom Winkel  $\beta$  beschreiben /104,20/. Bei bunten Strahlern wird die übertragene Wärme von den Wellenlängen  $\lambda$  abhängig.

Unter Verwendung dieser Einflußgrößen und mit den Gl.(4.6), (4.8) und (4.9) entstehen Integralgleichungen, deren Lösbarkeit Detailuntersuchungen bezüglich des Emissions- und Reflexionsvermögens in Abhängigkeit der Temperatur notwendig machen /2,7,31,67/, um sinnvolle Vereinfachungen zu erhalten, über die eine mathematische Lösung ermöglicht wird.

Aufgrund der komplizierten Zusammenhänge beim Wärmestrahlungsaustausch schon einiger weniger Flächen, sind in der Literatur, hauptsächlich der amerikanischen, entweder Lösungsmöglichkeiten für einfache Geometrien mit exakten analytischen Ansätzen vorhanden /91,104,86,44,51,72 /, oder es werden Methoden verwendet, die mit Näherungslösungen arbeiten. Die das Problem beschreibenden Integralgleichungen vereinfachen sich durch Ansätze wie Segmentierung der Flächen und Annahmen über Oberflächenbeschaffenheit und Strahlungseigenschaften zu übersichtlichen Gleichungen, die für komplexe Geometrien verwendbar sind und in linearen algebraischen Gleichungssystemen ausgedrückt werden können /63,37,24,89/.

Die Gl. (4.10) und (4.11) beschreiben den physikalischen Hintergrund der algebraischen Methode, mit der für das Rohrbündel die Absorptionszahlen bestimmt werden können. Dazu werden Vereinfachungen benötigt. Durch eine beliebig feine Segmentierung der Rohrbündeloberfläche wird für eine ganze Segmentfläche die Temperatur und das Emissionsverhältnis  $\epsilon$  als konstant vorausgesetzt. Desweiteren soll gelten, daß die Strahlung einer Fläche grau und diffus sei und daß sich zwischen den einzelnen Flächen kein an der Strahlung beteiligtes Medium befinde.

Ausgehend von der Grundvoraussetzung der vorliegenden Untersuchung, daß ein aufgeheiztes Rohrbündel in der freien Umgebung abgekühlt wird, wird für jede Segmentoberfläche  $A_j$  des Bündels der übertragene Netto - Wärmestrom gesucht.

Eine wichtige Größe zu seiner Ermittlung ist die Absorptionszahl  $\varphi_{ji}$ , die sich aus dem Verhältnis der von  $A_j$  an  $A_i$  abgegebenen und dort absorbierten Energie zur insgesamt abgegebenen Energie der Fläche  $A_j$  ergibt.

$$\varphi_{ji} = \frac{\text{Energie absorbiert von } A_i \text{ ausgesandt von Fläche } A_j}{\epsilon_j \cdot A_j \cdot C_s \left( \frac{T_j}{100} \right)^4} \quad (4.12)$$

Dabei setzt sich die absorbierte Energie der Fläche  $A_i$  aus folgenden Teilen zusammen:

1. der emittierten Energie  $E_{ji}$  der Flächen  $A_j$  und den Temperaturen  $T_j$ , die direkt von Fläche  $A_j$  auf  $A_i$  trifft und
2. den Anteilen der Reflexion, die auch über weitere Flächen von  $A_j$  nach  $A_i$  gelangen kann.

Darüber hinaus ist anzumerken, daß die emittierte Energie der Fläche  $A_j$  auf Grund von Reflexionsprozessen von  $A_i$  an die Ausgangsfläche zurückgeworfen werden kann, dort absorbiert wird und anschließend als Emissionsenergie wieder an  $A_i$  abgegeben werden kann. Dieser Vorgang wird in Gl. (4.12) berücksichtigt.

Durch ein analytisches Modell kann der physikalische Einfluß von  $\varphi_{ji}$  verdeutlicht werden, in dem alle Temperaturen des umschlossenen Raums zu Null gesetzt werden und lediglich die Teilfläche  $A_j$  mit endlicher Temperatur strahlt. Die  $A_i$  erreichende Energie wird direkt und reflektiert eingestrahlt und stammt von einer Energiequelle der Fläche  $A_j$ . Bei Anwendung dieses Verfahrens auf alle Segmentflächen  $A_j$  und ebenso auf Fläche  $A_i$  läßt sich die Netto - Strahlungswärme  $\dot{Q}_i$  der Fläche  $A_i$  für das Rohrbündel als Netto - Abstrahlung beschreiben.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_i &= e_i \cdot A_i - \varphi_{i1} \cdot e_1 \cdot A_1 - \varphi_{i2} \cdot e_2 \cdot A_2 - \dots - \varphi_{in} \cdot e_n \cdot A_n \\ &= e_i \cdot A_i - \sum_{j=1}^n \varphi_{ji} \cdot e_j \cdot A_j\end{aligned}\quad (4.13)$$

Das Gleichungssystem (4.13) gilt für jede Fläche  $A_i$ . Der Wert der Absorptionszahl  $\varphi_{ji}$  wird nicht Null, weil durch Reflexion von vielen Flächen in komplexen Gebilden ein relativ hoher Anteil auf die Strahlungsquelle zurückfällt.

Das daraus zur Berechnung der  $\varphi_{ji}$  entstehende lineare Gleichungssystem mit  $n$  Gleichungen für die  $n$  Segmentflächen ist lösbar. Die Grenzen dieses Verfahrens werden einmal durch die Genauigkeit der zu erzielenden Ergebnisse festgelegt, wobei die Strahlungseigenschaften und die Temperatur in jedem Punkt einer Fläche gleich bleiben und zum anderen durch den

dazugehörigen Rechenaufwand für die Lösung der Gleichungen eines in kleine Flächen aufgeteilten Systems. Ein Vorteil des oben beschriebenen Verfahrens liegt in der Unabhängigkeit der Austauschzahlen  $\varphi_{ji}$  von den Temperaturen im System. Der Aufwand für die zu berechnenden Absorptionszahlen reduziert sich durch die folgenden Bedingungen:

$$\sum_{i=1}^n \varphi_{ji} = 1 \quad (4.14)$$

und nach Gebhard /39/

$$\varphi_{ji} \cdot \epsilon_j \cdot A_j = \varphi_{ij} \cdot \epsilon_i \cdot A_i \quad (4.15)$$

#### 4.2.3. Vergleich algebraischer Methoden

In den letzten zwanzig Jahren sind unterschiedliche algebraische Modelle von verschiedenen Autoren entwickelt worden /63,39,89,92,70,24,61,86/. Allen diesen Modellen ist gemein, daß die Lösung der notwendigen Strahlungsprobleme mit ähnlichen algebraischen Methoden erreicht wird. Lediglich in den mathematischen Formulierungen und den physikalischen Interpretationen unterscheiden sie sich. Rechenergebnisse der unterschiedlichen Methoden an gleichen Modellen ergaben geringfügige Abweichungen untereinander /13/.

In Kap. 4.2.2 wird die physikalische Bedeutung der Absorptionszahlen  $\varphi_{ji}$  erläutert. Der Wärmestrahlungsaustausch zwischen zwei Flächen  $A_j$  und  $A_i$  lautet für das Rohrbündel

$$\dot{Q}_{ji} = A_j \cdot \epsilon_j \cdot \varphi_{ji} \cdot C_s \left[ \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \quad (4.16)$$

Voraussetzung zu ihrer Berechnung ist die Kenntnis der Absorptionszahlen  $\varphi_{ji}$ .

Der Aufbau der Gl. (4.16) ist der Darstellung ähnlich, die den Wärmefluß zwischen zwei Flächen bei Verwendung des Winkelverhältnisses  $\bar{\varphi}_{ji}$  erklärt /104/. Der Unterschied liegt in der weiterreichenden physikalischen Be-

deutung der Absorptionszahl  $\varphi_{ji}$ , mit der Strahlungseinflüsse der umgebenen Flächen auf die Fläche  $A_i$  erfaßt werden, während das Winkelverhältnis  $\bar{\varphi}_{ji}$  lediglich geometrische Verhältnisse zweier Flächen zueinander beschreiben kann.

Weitere algebraische Methoden mit ähnlichen Darstellungen werden in den Arbeiten von Hottel /63/, Hottel und Cohen /51/ und Hottel und Sarofim /52/ erklärt, indem wie bei der Absorptionszahl ähnliche Faktoren für den Wärmestrahlungsaustausch in abgeschlossenen Räumen definiert werden. Es ist einmal der Faktor für die Gesamt - Austauschfläche  $\bar{s}_j \bar{s}_i$  (total - exchange area) und zum anderen ein in der amerikanischen Literatur bezeichneter "total view factor"  $\mathcal{F}_{ji}$ . Analog Gl. (4.16) ergibt sich:

$$\dot{Q}_{ji} = \bar{s}_j \bar{s}_i \cdot C_s \left[ \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{ji} = A_j \cdot \mathcal{F}_{ji} \cdot C_s \left[ \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \quad (4.18)$$

Entsprechend der Gleichung (4.12) lassen sich für die Faktoren  $\bar{s}_j \bar{s}_i$  und  $\mathcal{F}_{ji}$  ähnliche Definitionen aufstellen. Trotz unterschiedlicher Darstellung ist eine Verknüpfung untereinander möglich und man erhält gleiche Ergebnisse mit geringen Abweichungen bei der rechnerischen Anwendung auf Räume mit willkürlicher Geometrie.

#### 4.2.4 Ermittlung von Absorptionszahlen mit der Monte - Carlo - Methode

Für die Anwendung des algebraischen Verfahrens nach Kap. 4.2.2 und der Berechnung der durch Strahlung ausgetauschten Energie nach Gl. (4.16) sind vorher die Absorptionszahlen  $\varphi_{ji}$  zu berechnen. Zur vollständigen Erfassung des Strahlungswärmeaustausches in einem Rohrbündel wird für jeden Ort entsprechend seiner Temperatur die von ihm ausgesandte Energie in Teilenergien aufgeteilt, deren Verbleib im gesamten Rohrbündel bestimmbar sein muß. Deshalb wird eine Segmentierung der Rohrbündeloberfläche notwendig. Eine Berechnung der Absorptionszahlen  $\varphi_{ji}$  nach Kap. 4.2.2 wird zu aufwendig und unübersichtlich.

Die Anzahl der Rohre, die ein Rohrbündel darstellen, sind unterschiedlich. Es werden verschiedene Abstände und Durchmesser verwendet, wie bereits in Kap. 4.1 erläutert wurde. Auf der Grundplatte lassen sich in Abhängigkeit von der Teilung der Bündel 17 - 67 Rohre anbringen.

Die Monte - Carlo - Methode eröffnet die Möglichkeit , komplexe Systeme dieser Art - segmentiert über die Höhe und den Rohrumfang - in ihrem Strahlungsaustausch zu erfassen. Es ist ein auf statistischer Basis ablaufendes numerisches Berechnungsverfahren, dessen mathematische Herleitung und Anwendbarkeit in entsprechender Fachliteratur gezeigt wird /32,84,65,55 /.

Das Ausgangsproblem für die Anwendung der Methode ist die Erstellung eines mathematisch - physikalischen Zusammenhanges eines wirklichen Zustandes. Bis hierher entspricht der gezeigte Vorgang dem Aufstellen algebraischer Methoden für Wärmestrahlungsaustauschvorgänge. Der weitere Schritt ist der, daß keine Gesamtlösung der mathematischen Formulierung angestrebt, sondern durch statistische Gesetzmäßigkeiten eine Art simulierte Stichprobe der Gesamtlösung gefunden wird. Dieses vorhandene Simulationsmodell wird stochastisch, d.h. mit Hilfe von Zufallszahlen untersucht, die eine gleichmäßige Wahrscheinlichkeitsverteilung zwischen Null und Eins haben. Durch die Menge der verwendeten Zufallszahlen können bei häufigem Durchrechnen des einfachen Modells statistisch gesicherte Ergebnisse erzielt werden. Daher ist die Anwendung dieser Methode nur über eine EDV - Rechenanlage möglich. Die Genauigkeit der erzielten Ergebnisse hängt ab von der Anzahl der verwendeten Zufallszahlen, ebenso von der Güte des Zufallszahlengenerators der Rechenanlage, d.h. der Gleichverteilung der Zufallszahlen und des weiteren von den im Modell berücksichtigten physikalischen Ansätzen.

#### 4.2.4.1 Physikalisch - mathematische Grundlagen

Im folgenden Kapitel soll die Anwendung der Monte - Carlo - Methode bei einem bestimmten Problem und vorgegebenen Randbedingungen gezeigt werden. Untersucht wird ein System mit  $n$  Flächen. Die Temperatur  $T$  sei konstant über der Segmentoberfläche und das Emissionsverhältnis  $\epsilon$  sei unabhängig von der Temperatur und der Wellenlänge  $\lambda$ . Die Strahlung der einzelnen Oberflächen erfolge nach dem Lambert'schen Cosinusgesetz.

Ausgangspunkt für die Wärmestrahlungsausbreitung sei ein beliebiges Segment mit der Oberfläche  $A_j$  im Rohrbündel. Als Auftreffpunkt für die abgestrahlte Energie kann sowohl jede Fläche  $A_i$  im Rohrbündel, als auch die freie Umgebung in Frage kommen.

Nach Gl. (4.3) kann die von einem Segment auf die Fläche bezogene, ausgesandte Energie bestimmt werden. Diese Energie wird in  $N_j$  Teile oder Energiebündel zerlegt, so daß ein Teil den Energieinhalt  $s_j$  hat (Gl. 4.19).

$$S_j = \frac{E_j}{N_j} \quad (4.19)$$

Während des Berechnungsvorganges für die Erfassung der ausgesandten Energie von einer Segmentoberfläche  $A_j$  mit der Temperatur  $T$  sollen alle anderen Segmentflächen  $A_i$  die fiktive Temperatur  $T = 0K$  haben, damit der Verbleib der einzelnen Energieanteile erfaßt werden kann. Dieses Verfahren gilt analog für alle anderen Segmente, wenn deren Abstrahlung bei der Temperatur  $T$  untersucht wird.

Der erste Auftreffpunkt eines jeden Energieanteiles liegt in dem Bereich, den eine Halbkugel erfaßt, die über der Ebene aufgeschlagen wird, die als Tangentialebene an die Segmentoberfläche angelegt wird. Beim Auftreffen auf die Fläche  $A_i$  entscheidet es sich, ob der Energieanteil  $s_j$  absorbiert oder entsprechend der Oberflächenbeschaffenheit und Materialeigenschaft reflektiert wird. Der Reflexionspunkt stellt jetzt für das augenblicklich betrachtete Energiebündel den weiteren Ausgangspunkt dar, von dem erneut die Abstrahlung in eine um diesen Punkt aufgeschlagene Halbkugel erfolgt.

Die Richtung, der wie Pfeile die Segmentoberfläche verlassenden Energieanteile, kann durch die Bestimmung des Raumwinkels  $d\omega$  (Bild 4.2) erfaßt werden. Dazu ist in sphärischen Koordinaten die Kenntnis der Winkel  $\beta$  und  $\gamma$  notwendig.

$$d^2\omega = \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma \quad (4.20)$$

Der Raumwinkel  $d^2\omega$  (Gl. 4.20) entspricht der Wahrscheinlichkeitsfunktion,



die, integriert über den möglichen Abstrahlungsbereich eines Energiebündels in den Halbraum, die Verteilungsfunktion des statistischen Vorganges aus rein geometrischer Sicht darstellt /78/. Unter Berücksichtigung der Richtungsverteilung für die abgestrahlte Energie nach dem Lambert'schen Cosinusetz emittiert die Fläche  $A_j$  in Richtung  $A_i$  die Energie pro Flächen- und Zeiteinheit.

$$d^2Q_{ji} = A_j \cdot e_j \cdot \cos\beta \cdot \sin\beta \, d\beta \, d\gamma \quad (4.21)$$

Gl.(4.21) ist die Wahrscheinlichkeitsfunktion, die die geometrischen Verhältnisse und ebenso ein die Strahlung beschreibendes Gesetz berücksichtigt.

Durch Normierung der ausgesandten und durch Gl. (4.21) beschriebenen Energieanteile ergibt sich unter Berücksichtigung der in den Halbraum gesamt abgestrahlten Energie der Fläche  $A_j$

$$\dot{Q}_{j,ges} = A_j \cdot e_j \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma \quad (4.22)$$

eine Zufallszahl  $R$  in Abhängigkeit der Winkel  $\beta$  und  $\gamma$ . Die Zufallszahl  $R(\beta, \gamma)$

$$R(\beta, \gamma) = \frac{\int_0^{\gamma} \int_0^{\beta} \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma} \quad (4.23)$$

kann lediglich Werte zwischen 0 und 1 annehmen.

Die Winkel  $\beta$  und  $\gamma$  müssen in den Grenzen für die Halbkugel

$$0 \leq \beta \leq \frac{\pi}{2} \quad (4.24)$$

$$0 \leq \gamma \leq 2\pi \quad (4.25)$$

unabhängig voneinander durch Zufallszahlen erfaßt werden.

Die Zufallszahlen  $R(\beta)$  und  $R(\gamma)$  werden einzeln ermittelt durch jeweiliges Einsetzen der unteren und oberen Grenzen der anderen Veränderlichen. Die Lösung des Doppelintegrals mit den angegebenen Grenzen im Nenner der Gleichung (4.23) ergibt den Wert  $\Pi$  (Gl.(4.7))

$$R(\beta)_\gamma = \frac{1}{\pi} \int_0^\gamma \int_0^{\pi/2} \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma \quad (4.26)$$

$$R(\gamma)_\beta = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^\beta \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot d\beta \cdot d\gamma \quad (4.27)$$

Die Ergebnisse für die Zufallszahlen  $R_\beta$  und  $R_\gamma$  aus den Gleichungen (4.26) und (4.27) werden zuerst durch Lösen der jeweils bestimmten Integrale und der darauf folgenden Integration nach der unbestimmten Veränderlichen gefunden /97/.

$$R_\beta = \sin^2\beta \quad (4.28)$$

$$R_\gamma = \frac{\gamma}{2\pi} \quad (4.29)$$

Mit den voneinander unabhängigen Zufallszahlen  $R_\beta$  und  $R_\gamma$  wird der statistische Einfluß auf die zufällige Wahl von  $\beta$  und  $\gamma$  verlagert.

Bisher wurde die Richtung der Energiebündel mit dem Energieinhalt  $s_j$  durch die Gl. (4.28) und (4.29) bestimmt. Der Weg, den das Energiebündel zurücklegt, bis es von einer Fläche  $A_i$  absorbiert wird, kann vielfältig sein (Kap. 4.2.2). Einmal erhält  $A_i$  durch direkte Zustrahlung Energieanteile und andererseits durch Einfach- oder Mehrfachreflexion über im Rohrbündel vorhandene Segmente.

Die Zufallszahlen  $R_\beta$  und  $R_\gamma$  gelten allgemein unter Berücksichtigung des

Cosinusetzes. Die geometrische Bedeutung liegt darin, daß jede Fläche  $A_j$  als Strahler gewählt werden kann, und jedes im Rohrbündel vorhandene Segment einschließlich der Fläche  $A_j$  Strahlung absorbieren kann.

Bei allgemeiner Gültigkeit des Kirchhoff'schen Gesetzes (Gl. 4.5) kann der Zusammenhang zwischen Emissionsgrad  $\epsilon$  und Reflexionsgrad  $\rho$  mit

$$\epsilon = 1 - \rho \quad (4.30)$$

beschrieben werden.

Durch Einführen einer zusätzlichen unabhängigen Zufallszahl zwischen 0 und 1 wird erfaßt, welche der  $N_j$  Energieanteile reflektiert werden. Diese Zufallszahl unterliegt den Voraussetzungen von Gl. (4.30). Sie und der Emissionsgrad  $\epsilon$  können Werte zwischen 0 und 1 annehmen, wobei nach Gl. (4.30) die Differenz durch den reflektierten Anteil - dargestellt durch  $\rho$  - erfaßt wird. Ob ein auftreffendes Energiebündel reflektiert wird, hängt davon ab, ob die gerade gültige Zufallszahl  $R_{\text{refl}}$  größer als der Wert des Emissionsgrades  $\epsilon$  ist. In diesem Fall wird das Energiebündel reflektiert. Durch die Gleichverteilung der Zufallszahl zwischen 0 und 1 wird so der gesamt reflektierte Anteil nach Gl. 4.30 erfaßt. Nach /97/ gilt:

$$R_{\text{refl}} \geq \epsilon \quad (4.31)$$

Liegen bei den verwendeten Materialien Angaben über den Emissionsgrad  $\epsilon$  in Abhängigkeit von der Temperatur  $T$  und Einstrahlungsrichtung  $\beta$  auf Grund von Messungen vor, so kann dieser Einfluß nach Gl. (4.31) berücksichtigt werden.

In /34/ wird die Abhängigkeit des Emissionsgrades  $\epsilon$  von Weicheisen über einen Temperaturbereich von 1000 K diskutiert. Weitere Untersuchungen befassen sich mit Materialien von unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit, wie z.B. der Rauigkeit. So wird in /75/ ein Zusammenhang zwischen statistischer Rauigkeitsverteilung  $\sigma$  einer Fläche, Wellenlänge  $\lambda$  und der Geometrie der einfallenden Energie in Form eines Reflexionsgrades erarbeitet. Messungen unterschiedlichster Forscher bestätigen den Einfluß der Wellenlänge  $\lambda$  auf die Richtung der reflektierten Energie, bei bestimmten Werten des Einfallswinkels und der Rauigkeit /99,4,6,27/. Bei besonderen

Oberflächen unter extremen Bedingungen wie dem Weltraumflug, wird die Kenntnis aller Abhängigkeiten für den Emissionsgrad  $\epsilon$

$$\epsilon = \epsilon(T, \lambda, \sigma, \beta, \gamma) \quad (4.32)$$

notwendig.

Die Anwendung der Monte - Carlo - Methode zur Berechnung des Strahlungsverhaltens mit den Beziehungen der Gl. (4.32) wird erschwert, da die Zufallszahlen jeweils eine Variable repräsentieren, die Abhängigen  $\lambda$ ,  $\beta$  und  $\sigma$  dagegen lediglich durch gegenseitige Einflußnahme gekennzeichnet sind. Die Lösung des Problems erfolgt analog durch numerisches Integrieren der Gl. (4.23) und muß für jede neue Zufallszahl erneut durchgeführt werden /53/. Für ein sinnvolles Ergebnis nach der Monte - Carlo - Methode wird eine Mindestzahl von Zufallszahlen benötigt, so daß bei komplexen Geometrien der Rechenaufwand nicht mehr vertretbar ist. Des weiteren ist der Kenntnisstand über die Zusammenhänge von Wellenlänge  $\lambda$ , Einstrahlwinkel  $\beta$  und Oberflächenrauigkeit  $\sigma$  auf wenige unterschiedliche Materialien beschränkt.

#### 4.2.4.2 Programm zur Ermittlung von Absorptionszahlen

Die Anwendung der in Kap 4.2.4.1 dargestellten Monte - Carlo - Methode zur Ermittlung von Absorptionszahlen wird im folgenden gezeigt. Für die Rohrbündel wurden einmal als Material nahtlose mittelschwere Gewinderohre St 00 DIN 2440 verwendet und als weiteres Material magnesium-silikathaltige Keramikrohre nach DIN 40685. Als Materialien wurden nichtbrennbare Stoffe gewählt, um bei hohen Temperaturen die Flammenstrahlung und die dann nicht zu vernachlässigende Gasstrahlung auszuschalten. Die Wahl der Materialien erfolgte ebenso danach, daß ein möglichst weiter Bereich der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  durch die Versuche erfaßt und somit die breite Anwendbarkeit des Rechenmodells gezeigt wird. In Verbindung mit dem im Brandschutz verwendeten Normbrandmodell, bestehend aus Holzmaterial, dient als Vergleich das Keramikrohr und für den Dampferzeugerbau das Stahlrohr. Auf einer Grundfläche werden senkrecht angeordnete Rohre verteilt. Entsprechend Bild 4.3 wird die Richtung der Koordinaten  $x$ ,  $y$  festgelegt

und ebenso die Zählweise I, J für die Bezeichnung der Rohre. Ihre Abstände von Mittelpunkt zu Mittelpunkt in x- bzw. y-Richtung stellen die Größen  $DI$  bzw.  $DJ$  dar. Für die Untersuchung von Strahlungseinflüssen werden die Abstände  $DI$  und in Abhängigkeit davon  $DJ$  und weiterhin die Durchmesser  $D$  variiert. Die Anordnung dreier Rohre bildet ein gleichseitiges Dreieck.

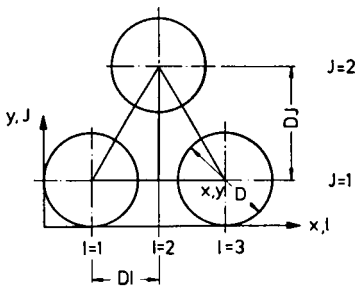


Bild 4.3: Geometrische Verhältnisse der senkrecht und versetzt angeordneten Rohre.

Um den instationären Wärmestrahlungsaustausch im gesamten Rohrbündel zu erfassen, wird eine Segmentierung der Rohre über der Höhe und auf dem Umfang vorgenommen.

Ein Segment eines beliebigen Rohres I, J soll als Strahlungsquelle untersucht werden. Die ausgesandten  $N_j$  Energieanteile treffen auf Segmente der umliegenden Rohre. Diese, die Empfänger, werden gleichfalls nach Bild 4.3 mit II, JJ bezeichnet.

In Bild 4.4 werden die geometrischen Verhältnisse in der Ebene gezeigt, denen ein Energiebündel unterliegt, wenn es vom Punkt  $P_1$  (I, J) in Richtung R emittiert wird und ein willkürliches Rohr II, JJ getroffen hat. Die gesamte Segmentoberfläche des Rohres I, J strahlt entsprechend seiner Temperatur T gleichmäßig in alle Richtungen und wird im augenblicklichen Zustand durch den Punkt  $P_1$  (I, J) repräsentiert. Die gleichmäßige Abstrahlung von der Rohroberfläche wird mit Hilfe einer weiteren Zufallszahl, als Maß für den Winkel  $\alpha$ , der zwischen 0 und  $2\pi$  liegen kann, beschrieben.





annehmen, da er durch die Bedingungen der Gl. (4.24) und (4.25) festgelegt ist.

Die Ermittlung des Auftreffpunktes erfolgt im nichtgedrehten Koordinatensystem  $x, y$  mit Hilfe der  $x, y$ -Werte. Mit dem Vergleich der einzelnen Orte der Rohre  $P_2$  (II, JJ) und der Richtung AL des emittierten Strahles R (Bild 4.4) läßt sich unter Einhaltung der Bedingungen

$$\bar{x} > -r = -\frac{D}{2} \quad (4.35)$$

und Winkel  $\Delta 2$  (Bild 4.4)

$$\Delta 2 \leq \frac{\pi}{2} + \xi \quad (4.36)$$

das gesuchte Rohr finden. Der Hilfswinkel  $\xi$  wird jeweils bestimmt aus dem Quotienten des Rohrradius  $r$  und der Entfernung der Punkte  $P_2$  (II, JJ) -  $P_1$  (I, J). Durch die Modellanordnung versetzter Rohre ist der größte Teil der Rohre zum emittierenden Element teilweise oder ganz verdeckt. Der Strahlungsaustausch mit den umliegenden Rohren wird kreisförmig von innen nach außen erfaßt. Ist eine bestimmte Austauschfläche gefunden, kann der Auftreffpunkt  $P_3$  (II, JJ) auf dem Umfang bestimmt und der Energieanteil entsprechend einer Segmentierung schon mit vorher aufgetroffenen Anteilen aufsummiert werden (Bild 4.4). Weiterreichende Angaben dazu sind dem Anhang zu entnehmen.

Bevor ein Energieanteil in  $P_3$  (II, JJ) absorbiert wird, muß die Bedingung der Gl. (4.31) überprüft werden, ob unter Zuhilfenahme der Zufallszahl  $R_{\text{refl}}$  die Energie reflektiert wird. Ist das der Fall, so muß der Weg dieses Energieanteils weiterverfolgt werden, indem  $P_3$  (II, JJ) zum Emissionspunkt  $P_1$  (I, J) wird und der Rechenvorgang sich wiederholt. Das geschieht solange, bis ein Absorptionspunkt gefunden ist.

#### 4.2.4.3 Programmablaufplan

Für die Ermittlung der ersten Teilergebnisse ist in der Programmiersprache



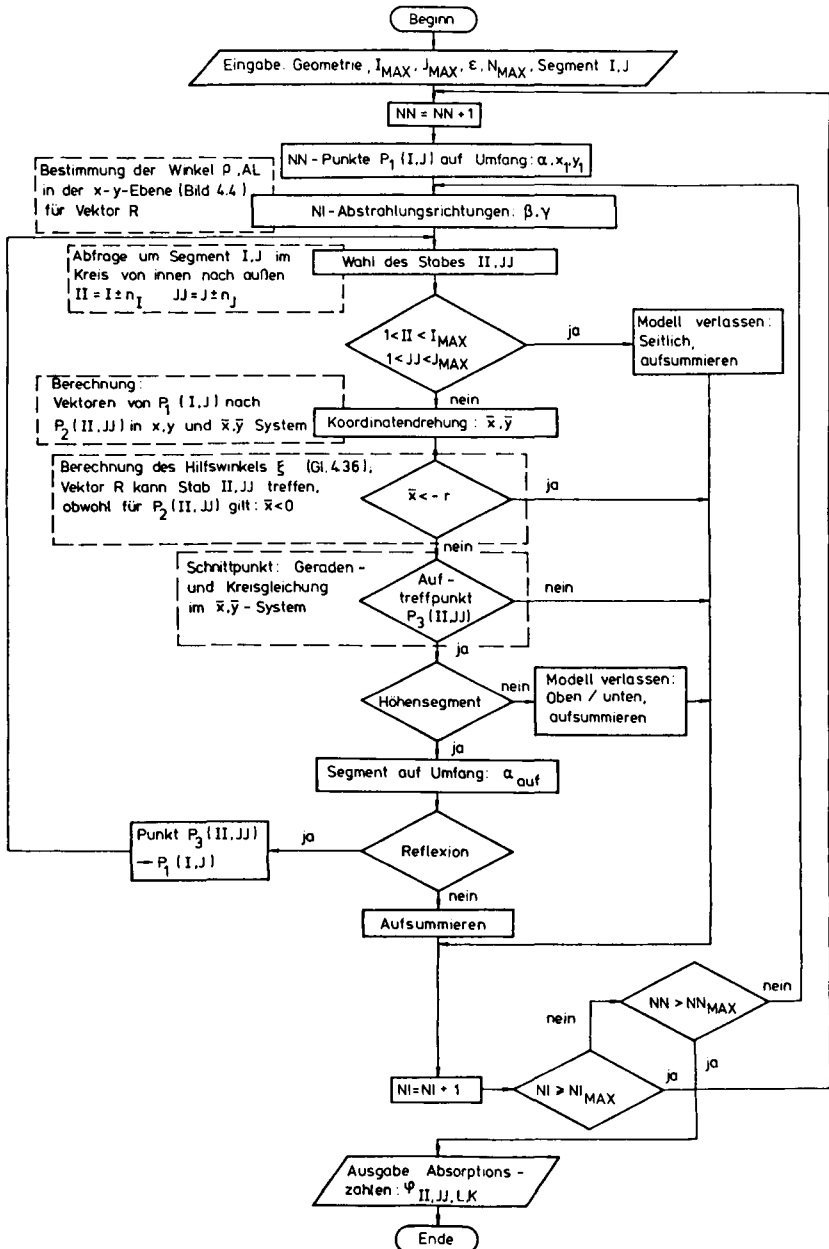


Bild 4.6: Programmablaufplan zur Ermittlung von Absorptionszahlen

Fortran IV ein Programm erstellt worden, mit dem Absorptionszahlen ermittelt werden können, deren physikalische Grundlagen in den Kapiteln 4.2.2 und 4.2.4.1 erläutert worden sind.

Der Programmablaufplan (Bild 4.6) verdeutlicht, daß die geometrischen Daten Durchmesser  $D$ , Abstand  $DI$  und Anzahl der Stäbe mit gewünschter Segmentierung vorgegeben werden müssen. Dazu gehört weiterhin die Anzahl der Teile  $N_j$ , in die der eine Segmentoberfläche verlassende Energiestrom unterteilt wird. Die im Programmablauf verwendeten Größen sind in Kap. 4.2.4.2 erklärt oder in den Bildern 4.3, 4.4 und 4.5 graphisch dargestellt.

Das Programm wurde auf der Rechenanlage ICL 1906 S der TU Braunschweig bearbeitet. In Abhängigkeit von der Geometrie ergab sich ein Speicherplatzbedarf von ca. 90 K-Worten.

#### 4.2.5 Rechenergebnisse

Durch die in Kap. 4.2.4 angegebenen Bedingungen können  $17 \div 67$  Rohre auf der Grundplatte angebracht werden. In Tab. 4.1 werden Zahlenangaben für alle festen und variierbaren Werte der im Programm notwendigen Größen gemacht.

Die ungeraden Durchmesserangaben beruhen darauf, daß genormte Gewinderohre für die Versuche verwendet worden sind.

Die Segmenthöhe  $L$  ergab sich aus Testrechnungen, in denen die Absorptionszahländerung über der Höhe bei unterschiedlichen Segmenthöhen untersucht wurde.

Die Anzahl der Energieanteile, die insgesamt von der Segmentfläche abgestrahlt wurden, setzt sich aus den Anteilen zusammen, die einmal über den Winkel  $\alpha$  und weiterhin über die Winkel  $\beta$  und  $\gamma$  ermittelt werden.

Abstände DI/mm	: 30, 40, 50, 60
Durchmesser D/mm	: 33,7; 41,0; 42,3; 60,3
Grundplatte/mm <sup>2</sup>	: 460 x 460
Rohrlänge/mm	: 400
Segmenthöhe L/mm	: 80
Strahlendes Rohr	: Rohr I, J
Absorbierendes Rohr	: Rohr II, JJ
NI ( $f(\beta, \gamma)$ )	: 140 - 250
NN ( $f(\alpha)$ )	: 460 - 800
Teilchen Gesamtzahl $N_{MAX}$	: NI x NN
Materialien	: Gewinderohr St 00 Keramik KER 221
Emissionsgrad $\epsilon$	: 0,8; 0,86

Tabelle 4.1: Zahlenangaben für alle festen und variierbaren Werte der im Absorptionszahlenprogramm verwendeten Größen

In Bild 4.7 ist der Grundriß eines Rohrbündels im Koordinatensystem I-J dargestellt, wobei Abzisse und Ordinate die Kennzeichnung der einzelnen Rohre festlegen.

Das Rohr I = 6 und J = 4 (Bild 4.7) steht beispielhaft im Strahlungsaustausch mit allen Rohren des Bündels. Es werden Möglichkeiten der Strahlengänge eines emittierenden Punktes  $P_1$  auf dem Umfang angegeben. Die Richtung 1 verdeutlicht die direkte Einstrahlung, 2 und 3 zeigen die einfache und doppelte Reflexion, 4 und 5 dagegen stellen die Verlustenergie des Systems dar.

Bei der Darstellung der folgenden Ergebnisse werden alle ermittelten Werte auf ein strahlendes Segment bezogen. Es liegt in der Mitte des Rohrbündels und soll exemplarisch für alle im System vorhandenen Segmente gelten. Jede Teilfläche strahlt den gleichen Anteil nach oben wie nach unten aus. Darum wird ein Segment in halber Rohrhöhe untersucht, um die Absorptionszahlen mit einer möglichst großen Streuung im Rohrbündel zu erhalten.

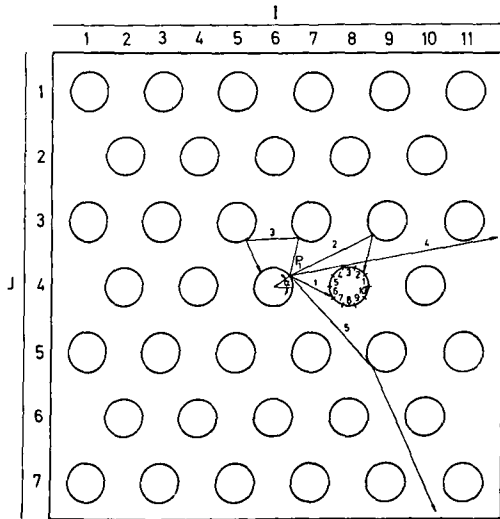


Bild 4.7: Grundriß und Bezeichnung des Modells mit Beispielen für die Strahlungsmöglichkeiten des Punktes  $P_1$

Die Abstrahlung eines Segmentes im Außenbereich des Rohrbündels unterliegt den gleichen Voraussetzungen wie ein Segment im Bündelinneren. Die  $N_j$  ausgesandten Energieanteile werden einzeln untersucht. Bei einer Abstrahlung in die freie Umgebung werden diese Anteile als Strahlungsverlust registriert und tragen somit nicht zur Absorption durch die Bündelelemente bei. Dabei tauschen Rohre gleicher geometrischer Zuordnung annähernd die gleiche Energie aus, wobei lediglich durch den Anteil der reflektierten Energie Unterschiede auftreten, da die in die freie Umgebung abgestrahlte Energie nicht reflektiert wird.

Die Berechnung hat gezeigt, daß der Unterschied in den berechneten Absorptionsszahlen im Randbereich und in der Mitte geringer ist, als die Schwankungsbreite der statistischen Ergebnisse. Der Grund liegt darin, daß die Materialien ein relativ großes Emissionsverhältnis  $\epsilon$  aufweisen und somit wenig reflektiert wird. Dieser reflektierte Anteil verteilt sich außerdem auf alle Segmente. Deswegen können für Rand- und Mittelbereich die gleichen Ergebnisse verwendet werden.

Die Rohre sind auf einer Grundplatte angeordnet. Diese beeinflusst den Wärmestrahlungsaustausch im Rohrbündel und muß bei der Ermittlung der Absorptionszahlen berücksichtigt werden. Bei der Rechnung wird die Grundplatte durch Verlängerung der Rohre um 5 Segmente erfaßt. Der Grundgedanke ist der, daß der Wärmespeicher Grundplatte durch ein System von Rohren mit der gleichen Wirkung ersetzt wird.

Bei der Berechnung der Absorptionszahlen für ein Segment im Strahlungsaustausch mit seiner Umgebung ergibt sich, daß eine starke Abnahme der ermittelten Werte eintritt, wenn Segmente nicht mehr in der gleichen Strahlungsebene liegen. Bei einem Segment unter dieser Ebene ist die Größe der Absorptionszahl  $\varphi$  auf ein Zehntel des darüberliegenden Wertes gesunken und zwei Segmente tiefer werden Werte von ca. 1% erreicht. Durch diesen starken Abfall der Absorptionszahlen über der Höhe macht sich der Einfluß der Grundplatte in halber Höhe des Rohrbündels nur insofern bemerkbar, als daß sich die Temperaturen wegen der Rückstrahlung durch die 5 angenommenen Segmente in den unteren Segmenten als konstant über der Höhe einstellen. In /19/ wird der geringe Einfluß auf den Wärmestrahlungsaustausch beschrieben, der durch tiefer oder höher liegende Teilflächen hervorgerufen wird. Temperaturmessungen am Rohrbündel bestätigen, daß durch die Grundplatte eine gleichmäßige Temperaturverteilung im unteren Teil des Rohrbündels entsteht und somit eine modellmäßige Verlängerung der Rohre als Speicher zulässig ist.

Ergebnisse von berechneten Absorptionszahlen sind im Anhang in Kap. 8 in Tabellenform dargestellt und erklärt. Sie beziehen sich auf Metallrohre mit einem Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$ . Zu einem Höhensegment, hier  $L = 8$ , sind die Verteilungen der Absorptionszahlen über dem Querschnitt und der Höhe der verschiedenen Rohrbündelvarianten angegeben worden. Jedes beliebige andere Segment kann als Bezugsgröße gewählt werden, wofür die Absorptionszahlen entsprechend der geometrischen Anordnung herausgesucht werden können.

In der folgenden Diskussion der Ergebnisse werden häufig Einflüsse der Rohre beschrieben, die am dichtesten um das untersuchte Segment angeordnet sind. Sie werden als Rohre des 1. Ringes bezeichnet. Diese Anordnung zeigt den Charakter der Ergebnisse in der graphischen Darstellung am deutlichsten. Weiter vom strahlenden Segment entfernt liegende Flächen

zeigen ähnliche Ergebnisse mit geringeren Beträgen. Die zahlenmäßigen Angaben dazu sind dem Anhang zu entnehmen

#### 4.2.5.1 Ergebnisse

Die folgende Ausführung über Verteilungen von Absorptionszahlen in Abhängigkeit von der Geometrie sind bei versetzt angeordneten Rohren allgemein verwendbar, wobei für nicht behandelte Durchmesser und Bündelteilungen Zwischenwerte durch Interpolation gefunden werden. Außerdem können die Ergebnisse uneingeschränkt für Bündel anderer Größe verwendet werden. Sie gelten allerdings nur für das Emissionsverhältnis  $\epsilon = 0,8$  (siehe Anhang) und eine Segmenthöhe von 80 mm.

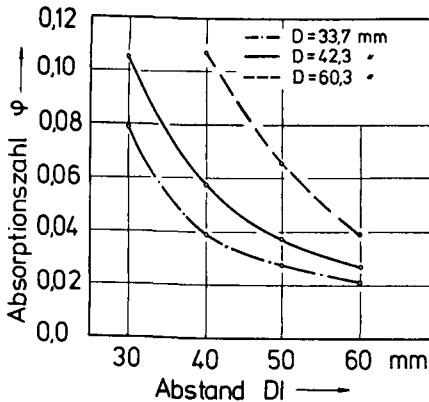


Bild 4.8: Absorptionszahlen  $\phi$  einzelner Rohre des 1. Ringes in Abhängigkeit vom Abstand DI bei variiertem Durchmesser D und gleicher Höhe.

Bild 4.8 zeigt die Abhängigkeit der Absorptionszahl  $\phi$  von der Teilung. Mit größer werdendem Abstand DI bei gleichem Durchmesser tragen die einzelnen Segmente immer weniger zum Strahlungsaustausch bei. Die in Bild 4.8 und den folgenden Bildern aufgetragenen Absorptionszahlen sind jeweils als arithmetisches Mittel aus Rechengrößen für Segmente gleicher geometrischer Anordnung gefunden worden.

Bild 4.9 bestätigt, daß die Absorptionszahlen mit wachsendem Durchmesser ansteigen. Je dichter zwei Flächen zueinander stehen, desto größer ist die Energie, die von einer Fläche zur anderen gestrahlt wird. Dieser Zusammenhang läßt sich über den Raumwinkel  $d\omega$  (Gl. 4.8) herleiten, der sich mit dem Quadrat der Entfernung ändert.

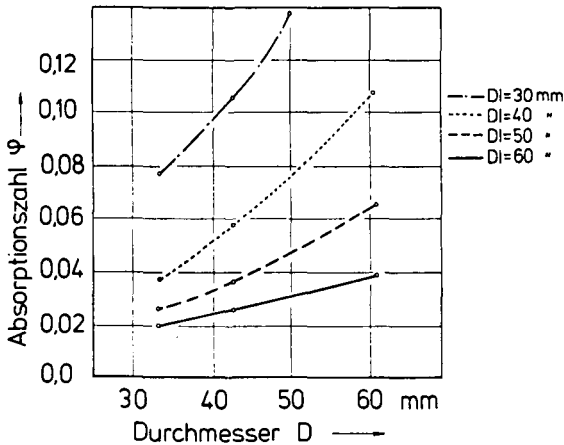


Bild 4.9: Absorptionszahlen  $\varphi$  einzelner Rohre des 1. Ringes in Abhängigkeit vom Durchmesser  $D$  bei variierten Abständen  $DI$  und gleicher Höhe.

Die Darstellung der Ergebnisse in den Bildern 4.8 und 4.9 erfolgte bisher nur zweidimensional. Da die Abstrahlung von einer Fläche nur dreidimensional zu erfassen ist, darf ihr Einfluß auf die über und unter der strahlenden Ebene liegenden Segmente nicht unberücksichtigt bleiben.

Die Bilder 4.10 und 4.11 beziehen sich auf eine reale Mitte des Rohres, also auf das Höhensegment  $L = 8$ , wobei die Simulation der Grundplatte durch 5 Segmente berücksichtigt wird. Dabei ist anzumerken, daß diese Ergebnisse allgemein gültig sind.

Aus ihrer Auftragung in Bild 4.10 ist zu entnehmen, daß bei der Absorption emittierter Energie die ersten beiden Segmente über und unter der emittierenden Ebene den Hauptteil der Energie auffangen. Je größer die Abstände der Segmentoberflächen voneinander sind, desto tiefer liegt das Maximum der Absorptionszahlen. Bezogen auf die strahlende Segmentebene verringern sich die Absorptionszahlen bei engstehenden Rohren im darunterliegenden Segment um fast ein Zehntel des maximalen Wertes.

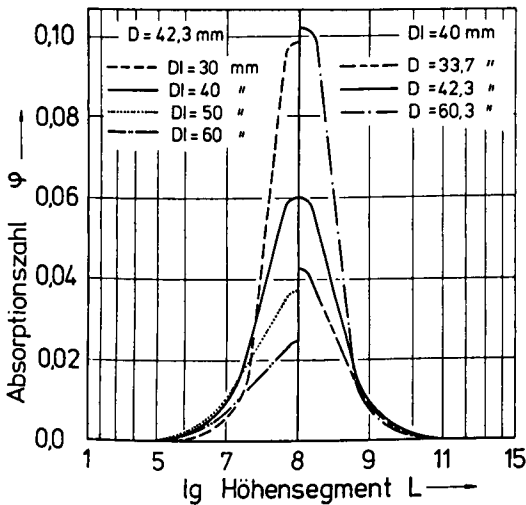


Bild 4.10: Abnahme der Absorptionszahl  $\varphi$  einzelner Rohre des 1. Ringes über der Höhe bezogen auf Höhensegment  $L = 8$ .

Bild 4.11 zeigt den Höheneinfluß auf die Absorptionszahlen  $\varphi$  bei einem Rohrbündelquerschnitt. Es ist die Anordnung eines bestimmten Modells skizziert. Die Zahlen an den Kurvenzügen entsprechen den Zahlenangaben im Modell, wobei mehrere gleiche Zahlen auf die gleichwertige Zuordnung zum strahlenden Rohr 1 hinweisen. Die Rohre des 1. Ringes (Nr. 2) tragen am stärksten zum Strahlungsaustausch bei. Orte, die im direkten Sichtfeld des Rohres 1 liegen, erhalten höhere Strahlungsanteile als verdeckt liegende. Die Absorptionszahlen  $\varphi$  dieser Rohre dagegen beruhen auf der Reflexion im System und ihre Verteilungen über der Höhe weisen eine relativ schwache Abnahme auf. Das strahlende Rohr 1 selbst steht mit sich lediglich über Reflexionsvorgänge im Strahlungsaustausch. Aus Bild 4.10 und 4.11 ist zu entnehmen, daß für spätere instationäre Rechnungen mit verschiedenen Modellen der Einfluß von maximal 4 Segmenten über und unter dem zu untersuchenden Höhenabschnitt berücksichtigt werden sollte.

Die in den Bildern 4.8 - 4.11 angegebenen Absorptionszahlen geben den Wert an, der für das gesamte Segment auf dem Umfang gilt. Durch die Lage zweier Segmente zueinander werden beim Wärmestrahlungsaustausch die Flächen, die direkten Sichtkontakt bieten, stärker durch zugestrahlte Energie belastet, als Flächen, die abgewandt liegen.



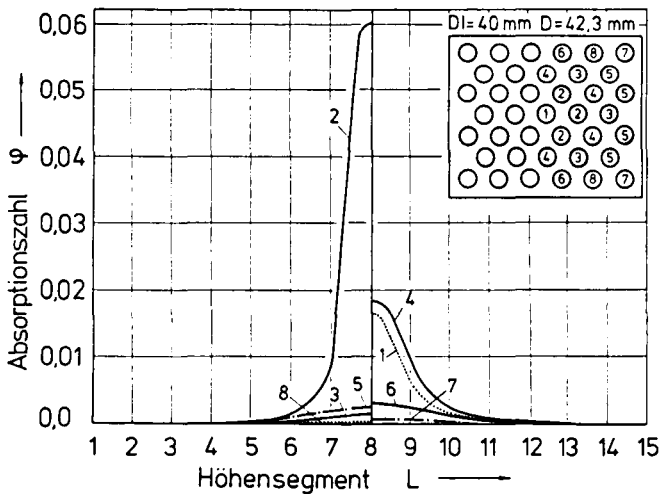


Bild 4.11: Einfluß der Höhensegmente L auf die Absorptionszahl  $\varphi$  bezogen auf die Strahlungsebene L = 8 über dem Gesamtmodell  
DI = 40 mm und D = 42,3 mm.

Bild 4.12 zeigt berechnete Verteilungen von Absorptionszahlen, wie sie sich auf einem Umfang ausbilden. Sie gelten bei Verwendung eines festen Durchmessers und variierten Abständen für die daneben skizzierte Anordnung.

Die Maxima der Glockenkurven liegen deutlich tiefer als die tabellierten Werte im Anhang (Tabelle 8.1 - 8.12). Diese Werte im Anhang gelten für ein Segment ohne Umfangsunterteilung und können mit den Ergebnissen aus Bild 4.12 verglichen werden, wenn eine Ermittlung der Flächen unter den Glockenkurven erfolgt. Die Kenntnis der Verteilungen der Absorptionszahlen auf dem Umfang ermöglicht die Berechnung von Temperaturverteilungen bei einseitig wärmebelasteten Rohren (z.B. in Feuerräumen).

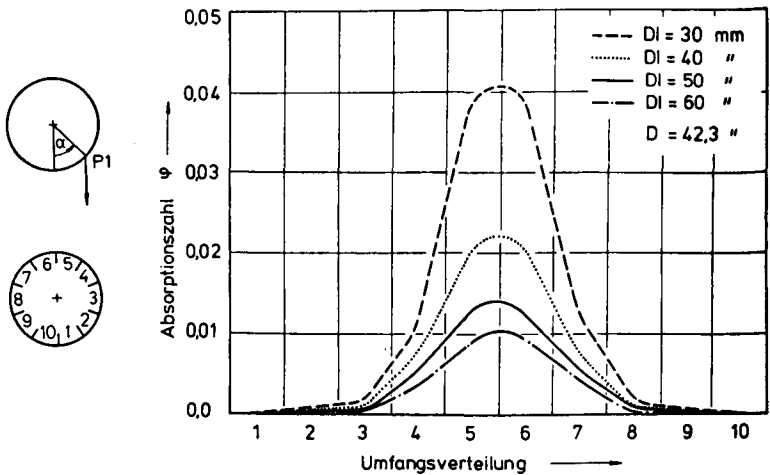


Bild 4.12: Größe der Absorptionszahl  $\psi$  in Abhängigkeit von der Umfangsverteilung (10 Segmente) in der Strahlungsebene für Rohre des 1. Ringes bei festem Durchmesser und variiertem Abstand.

#### 4.2.5.2 Rechenzeit und Teilchenzahl

Die Ergebnisse des Programms zur Ermittlung von Absorptionszahlen  $\psi$  nach Bild 4.6 hängen von der Anzahl der Energieanteile  $N_{MAX}$ , in die die Energie aufgeteilt ist, ab.

In Abhängigkeit von der Anzahl der verwendeten Energieanteile und der Geometrie läßt sich der Einfluß auf die Laufzeit des Programms darstellen (Bild 4.13).

Bei Verwendung eines Zufallsgenerators steigt mit der Anzahl der Energieanteile die angestrebte Genauigkeit. Bei der Anwendung des Programms werden wegen der Aufteilung des strahlenden Elementes verschiedene Zufallszahlen zur Richtungsbestimmung benötigt (Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ). Wichtig für die Gleichmäßigkeit der Ergebnisse vergleichbarer Rohre sind nicht nur die Gesamtenergieanteile, sondern auch das Verhältnis der Anzahl

der Variationsmöglichkeiten NNMAX für den Winkel  $\alpha$  zur Anzahl der Variationsmöglichkeiten NIMAX für die Winkel  $\beta$  und  $\gamma$ .

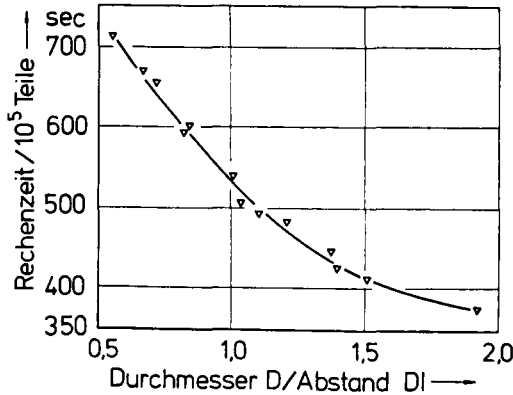


Bild 4.13: Einfluß von Teilchenzahl und Geometrie auf die Laufzeit des Programms.

In Bild 4.14 stellt die Ordinate die Differenz der Absorptionsszahlen zwischen dem arithmetischen Mittelwert aller vergleichbaren Stäbe und dem Mittelwert eines Stabes dar.

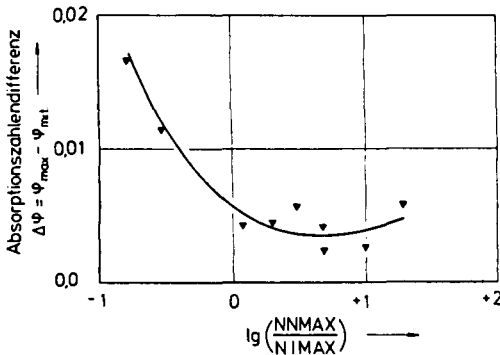


Bild 4.14: Wahl des optimalen Bereiches für das Zahlenverhältnis zur Ermittlung der Energieanteile

Aus Bild 4.14 entnimmt man den optimalen Arbeitsbereich für das Verhältnis NNMAX / NIMAX.

#### 4.2.5.3 Varianz der Ergebnisse

Die Herleitung für die Abhängigkeit der räumlichen Strahlungsausbreitung in Richtung Winkel  $\beta$  und  $\gamma$  nach Gl. (4.28) und (4.29) beruht auf der Verwendung der dazugehörigen Zufallszahlen. Daraus ergibt sich entsprechend der statistischen Verknüpfungen eine gewisse Schwankungsbreite in den erzielten Ergebnissen. Zur Bestimmung der Gl. (4.28) wurde das Cosinusgesetz für graue Strahler verwendet. Bei der Berechnung des Strahlungsaustausches zwischen oxydierten rauhen Metalloberflächen oder Nichtleitermaterialien ist nach Schmidt und Eckert /81/ das Cosinusgesetz ohne große Fehler anwendbar, da die Verteilung der Abstrahlungsrichtung  $\beta$  für den Emissionsgrad  $\epsilon$  einen Verlauf entsprechend Bild 4.15 hat. Die Funktion  $f(\beta)$  ist eine Näherung für die Intensitätsverteilung an Meßwerte, die einmal für raue Metalle bei einzelnen Wellenlängen /28/ und zum anderen bei oxydierten Metallen und Nichtleitern über den hier benötigten Spektralbereich für  $\beta$  /81, 99/ gefunden wurden. In /107/ wird auf die geringe Temperaturabhängigkeit für das Emissionsverhältnis  $\epsilon$  im Bereich von 300 - 500 °C bei bestimmten Metalloberflächen eingegangen.

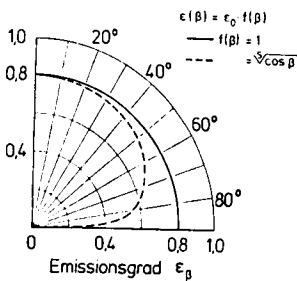


Bild 4.15: Richtungsverteilung des Emissionsgrades

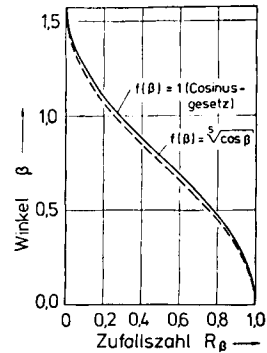


Bild 4.16: Abhängigkeit des Winkels von der Zufallszahl für verschiedene Richtungsverteilungen

Bild 4.15 zeigt zwei Abhängigkeiten des Emissionsgrades  $\epsilon$  vom Winkel  $\beta$ , die im Programm zur Absorptionsszahlenermittlung verwendet werden. In Bild 4.16 ist die Größe des Winkels  $\beta$  als Funktion der Zufallszahl  $R_\beta$ , entsprechend Bild 4.15 und den in Kap. 4.2.4.1 gezeigten Herleitungen, aufgetragen. Auffällig ist der geringe Unterschied der beiden Verläufe. Die rechnerischen Ergebnisse weisen geringe Schwankungen (Bild 4.17) für gleichwertige Orte auf. Das Rohrsegment ( $I = 6$ ,  $J = 4$ ; Bild 4.7) als abstrahlendes Rohr sollte mit den einzelnen Rohren des 1. Ringes gleiche Absorptionsszahlen  $\varphi$  haben.

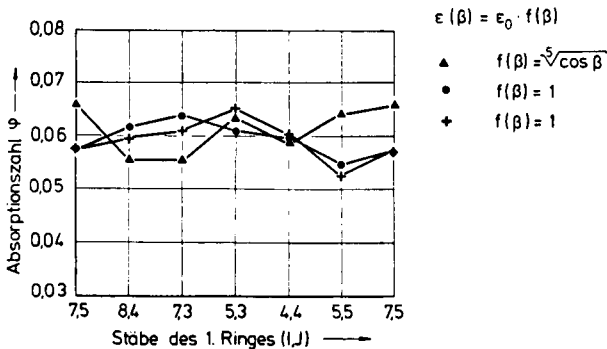


Bild 4.17: Varianz der Ergebnisse für Absorptionsszahlen bei gleichwertigen Rohren in der Strahlungsebene ( $DI = 40\text{mm}$ ,  $D = 42,3\text{mm}$ )

In Bild 4.17 ist die Schwankungsbreite der Ergebnisse für die Absorptionsszahlen dargestellt. Sie weist bei Verwendung der verschiedenen Richtungsstrahlungsansätze für die untersuchten Modelle keine eindeutigen Unterschiede auf, so daß der Ansatz des Cosinusgesetzes ausreichend genau erscheint. Die weiterführenden instationären Rechnungen berücksichtigen als Absorptionsszahl einzelner Stäbe ihren arithmetischen Mittelwert für alle gleichwertigen Stäbe.

#### 4.2.5.4 Vergleich mit anderen Rechenergebnissen

In der Literatur ist eine Vielzahl von Untersuchungen bekannt, die sich mit der Berechnung von Winkelverhältnissen an Rohroberflächen beschäftigen. Die vorhandenen Ergebnisse sind nicht direkt vergleichbar. Durch

Umrechnen und unter Berücksichtigung des verwendeten Verfahrens zur Ermittlung von Winkelverhältnissen werden vergleichbare Werte für die geometrische Anordnung von  $DI = 40\text{mm}$  und  $D = 42\text{mm}$  gefunden.

Verfasser	Lit.-Nr.	Winkelverhältnis	Verfahren
Dobbernack		0.057-0.080	MCM
Hottel	/50/	0.180	/69/
Eckert	/22/	0.180	/69/
Dingler	/18/	0.172	Winkel
Sparrow/ Jonsson	/93/	0.045	analytisch
Klepper	/58/	0.141	Segmente
Tyntarev	/101/	0.180	/69/
Pich	/73/	0.180	/69/
Masuda	/62/	0.171	/53/

Tabelle 4.2: Vergleichbare Rechenergebnisse anderer Autoren  
für Modell:  $DI = 40\text{mm}$ ,  $D = 42\text{mm}$

Die in Tabelle 4.2 angeführten Winkelverhältnisse differieren teilweise stark. In der ersten Zeile sind die Werte enthalten, die in dieser Arbeit berechnet wurden. Mit der angegebenen Bandbreite wird als erstes der Wert wiedergegeben, der sich einstellt, wenn zwei Segmente endlicher Länge in gleicher Höhe im Strahlungsaustausch stehen. Der zweite Wert beschreibt die Verhältnisse bei einem Segment, das sich mit der gesamten Rohrlänge im Strahlungsaustausch befindet. Beiden Ergebnissen liegt eine dreidimensionale Betrachtungsweise zugrunde. Das Winkelverhältnis erhöht sich weiterhin, wenn zwei Rohre großer Länge betrachtet werden und nähert sich den Ergebnissen der anderen Autoren an, die durch eine zweidimensionale Betrachtungsweise ermittelt wurden.

Zum Vergleich der Rechenergebnisse kann die Arbeit von Sparrow und Jonsson

/93/ herangezogen werden, der eine analytische Lösung des Strahlungsproblems zweier direkt gegenüberliegender Rohrsegmente bei ausschließlicher Betrachtung der direkten Einstrahlung zugrunde liegt. Das Ergebnis kommt dem hier gefundenen Wert am nächsten.

Die anderen Verfasser wenden Methoden an, mit denen Angaben über die insgesamt ausgetauschte Energie unter der Voraussetzung unendlich langer Rohre gemacht werden.

Mehrere Verfasser wenden das Verfahren nach Nußelt /69/ in modifizierter Weise an, wobei graphisch oder rechnerisch Überdeckungswinkel bestimmt werden, die ein Maß für das gesuchte Winkelverhältnis darstellen. Aus diesem Grund sind die Ergebnisse gleich. Dabei wurde die Berechnung als zweidimensionales Problem behandelt, da eine räumliche Betrachtung auf Schwierigkeiten stößt /73/.

Dingler /18/ arbeitet ebenfalls mit einer graphischen Methode. Er bezieht seine Überdeckungswinkel nicht wie die oben genannten Verfasser auf einen Einheitskreis, sondern setzt sie direkt ins Verhältnis zur Einstrahlungsmöglichkeit von  $180^{\circ}$ . Masuda /62/ berechnet die Winkelverhältnisse nach der "crossed string method" /63/ für ebene Probleme. Trotz aufwendiger Gleichungen mit trigonometrischen Veränderlichen unterscheiden sich die erzielten Ergebnisse nur unwesentlich von denen der anderen Autoren.

Die von Klepper /58/ angegebenen Ergebnisse sind rechnerisch ermittelt worden. Für verschiedene Emissionsgrade werden die in Gl. (4.18) definierten "total view factor" bestimmt. Durch Aufteilen des Umfanges in Segmente ergeben sich von der Mitte der Segmente aus eine Vielzahl von direkten Einstrahlungsmöglichkeiten. Die Aufsummierung der entstehenden Winkel sind ein Maß für die Ergebnisse.

Durch die Verwendung der Monte - Carlo - Methode ist es möglich, eine räumliche Untersuchung und damit eine neue Bewertung des Strahlungsaustausches in Rohrbündeln vorzunehmen. Die zweidimensionale Betrachtungsweise beschreibt nicht genau die Wärmestrahlung, die von einer Fläche in den umliegenden Raum abgegeben wird. Sie liefert lediglich für Flächen großer Ausdehnung eine brauchbare Näherung.

#### 4.3 Mathematisch - physikalische Darstellung des instationären Wärmeübergangs im Rohrbündel

Das Ziel dieser Arbeit ist es, mit einer mathematisch - physikalischen Beschreibung das Temperatur - Zeit - Verhalten eines Rohrbündels zu erfassen. Diese Aufgabe wird in zwei Teilabschnitte unterteilt (Kap. 4.1), wobei die Ergebnisse für die Absorptionszahlen vorausgesetzt wurden. Im zweiten Teil wird unter Berücksichtigung der Absorptionszahlen der Einfluß der Randbedingungen auf das Verhalten der Rohrsegmente untersucht.

Die Temperatur eines Rohrsegmentes wird durch folgende, als Randbedingungen eingehende Größen beeinflusst:

1. zu- und abgestrahlte Energie und
2. konvektiv abgeführte Energie.

Die Kontrolle der Rechnung erfolgt über eine Energiebilanz, in der die Summe der zu- und abgeführten Energien ein Maß für die Temperaturänderung im Rohrsegment ist.

Die Anwendbarkeit des Berechnungsverfahrens wird an allen Rohrbündeln überprüft, die auf Grund der Durchmesser- und Abstandsvariationsmöglichkeiten nach Tabelle 4.1 möglich sind. Wegen der Vielzahl dieser Möglichkeiten werden Ergebnisse dargestellt, die exemplarisch für die Abkühlphase im Rohrbündel Parametereinflüsse tendenziell aufzeigen.

##### 4.3.1 Allgemeine Ausgangsgleichungen

Die zeitliche Temperaturänderung wird für jedes einzelne Rohrsegment bestimmt, wodurch eine Darstellung des Gesamtrohrbündels möglich ist. Die Fouriersche Differentialgleichung der Wärmeleitung beschreibt das instationäre Temperaturfeld im Material für isotrope, homogene Körper in Zylinderkoordinaten ohne Wärmequelle.

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (4.37)$$



mit der Temperaturleitfähigkeit

$$\alpha = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} \quad (4.38)$$

Eine allgemeine Lösung der instationären Wärmeleitungsgleichung scheidet wegen der Komplexität aus, so daß bei der Anwendung Vereinfachungen erforderlich sind. So gilt für die einzelnen Rohrsegmente die Annahme, daß in diesem Bereich keine Temperaturunterschiede über der Rohrsegmenthöhe und dem Rohrumfang auftreten.

Die Integration der Gl. (4.37) erfordert eine Anpassung der Lösung an die Randbedingungen der inneren und äußeren Segmentoberfläche. In Bild 4.18 sind die eine Rohrsegmentoberfläche beeinflussenden konvektiven und wärmestrahlungsabhängigen Wärmeflußdichten dargestellt.

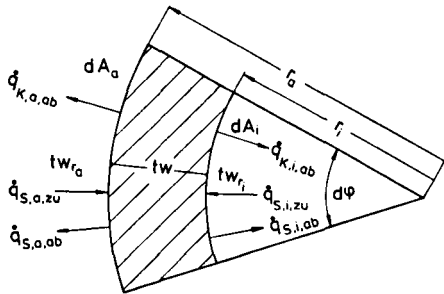


Bild 4.18: Definition der Wärmeflußdichten an einem Rohrsegment (I, J, L)

Außen an der Rohroberfläche bei  $r = r_a$  gilt für die Oberflächentemperatur  $t_{w_{r_a}}$ , hervorgerufen durch Konvektion (K) und Strahlung (S), die Randbedingung

$$\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_a} = \dot{q}_{s,a,zu}(I,J,L,t) - \dot{q}_{s,a,ab}(I,J,L,t) - \dot{q}_{k,a,ab}(I,J,L,t) \quad (4.39)$$

Die auf ein Segment (I, J, L) strahlenden Flächen der Umgebung werden mit (II, JJ, LL) bezeichnet. Im Gegensatz zu Kap. 4.2.4.2 wird eine Kenn-

zeichnungsumkehr vorgenommen, weil die Gültigkeit von Gl. (4.15) vorausgesetzt wird, und somit die zugestrahlte Energie im Segment (I, J, L) aus der Umgebung bestimmt werden kann.

Die einzelnen Energieanteile in Gl. (4.39) sind abhängig von der Geometrie und der Temperatur  $t$  des untersuchten Segmentes (I, J, L) sowie der darauf einwirkenden Wärmezufuhr der Segmente (II, JJ, LL). Daraus ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\dot{q}_{S,a,zu}(I,J,L,t) = \varphi(II,JJ,LL) \cdot \epsilon(II,JJ,LL) \cdot C_S (T(II,JJ,LL) / 100)^4 \quad (4.40)$$

$$\dot{q}_{S,a,ab}(I,J,L,t) = \epsilon(I,J,L) \cdot C_S (T(I,J,L) / 100)^4 \quad (4.41)$$

$$\dot{q}_{k,a,ab}(I,J,L,t) = \alpha(I,J,L) \cdot (t_G - t_{wro}(I,J,L)) \quad (4.42)$$

Die Absorptionszahlen  $\varphi(II, JJ, LL)$  aus Gl. (4.40) sind in ihrer räumlichen Verteilung für das gesamte Rohrbündel in Kap.4.2.5 berechnet worden. Die Ermittlung der konvektiv abgeführten Wärmestromdichte (Gl.4.42) erfordert die zusätzliche Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Geometrie.

Die Randbedingung für ein Rohrsegment im Rohrrinneren lautet analog zu Gl. (4.39):

$$\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_i} = \dot{q}_{s,i,zu} (I,J,L,t) - \dot{q}_{s,i,ab} (I,J,L,t) - \dot{q}_{u,i,ab} (I,J,L,t) \quad (4.43)$$

In dem untersuchten Modell treten im Rohrrinneren keine großen Temperaturunterschiede über der Höhe auf, so daß die zu- und abgestrahlten Wärmen der einzelnen Segmente annähernd gleich sind /90, 19 / und lediglich der konvektive Anteil in Gl. (4.43) zur Temperaturänderung der Rohrinnentemperatur beiträgt.

#### 4.3.2 Einfluß der Konvektion

In den Randbedingungen werden konvektive Einflüsse berücksichtigt (Gl. 4.37 und 4.41). Darum muß die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Geometrie bestimmt werden.

Durch die Anordnung der Rohre auf einer Grundplatte entstehen bei freier Konvektion überlagerte Strömungsformen der erwärmten Luft. In erster Linie wird die warme Luft zwischen den senkrecht angeordneten Rohren konvektiv nach oben steigen. Durch die aufsteigende Luft entsteht, bedingt durch die Grundplatte, ein seitliches Nachfließen von Umgebungsluft ins Rohrbündelinnere, so daß gleichzeitig ein Queranströmen der Rohre erfolgt. Um den Einfluß der Konvektion durch Vergleichsmessungen bestimmen zu können, wird bei einem Teil der Versuche eine Deckplatte auf das Rohrbündel gelegt, die die senkrecht aufsteigende Luft seitlich nach außen ablenkt. Die Beschreibung der freien Konvektion erfolgt durch dimensionslose Kennzahlen in der allgemeinen Form:

$$Nu = f(Pr, Gr) \quad (4.44)$$

Nach /80/ wird entsprechend Gl. (4.44) ein Zusammenhang für die freie Konvektion von Luft an senkrechten Platten angegeben.

$$Nu = 0,517 (Pr \cdot Gr)^{1/4} \quad (4.45)$$

Gl. (4.45) gilt für laminare Strömungsvorgänge ( $10^4 < Pr \times Gr < 10^8$ ). Die zur Berechnung der Pr - und Gr - Zahlen erforderlichen Stoffwerte für Luft sind in Bild 4.19 in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt, wobei ihr Einfluß auf den Wärmeübergangskoeffizienten verdeutlicht wird.

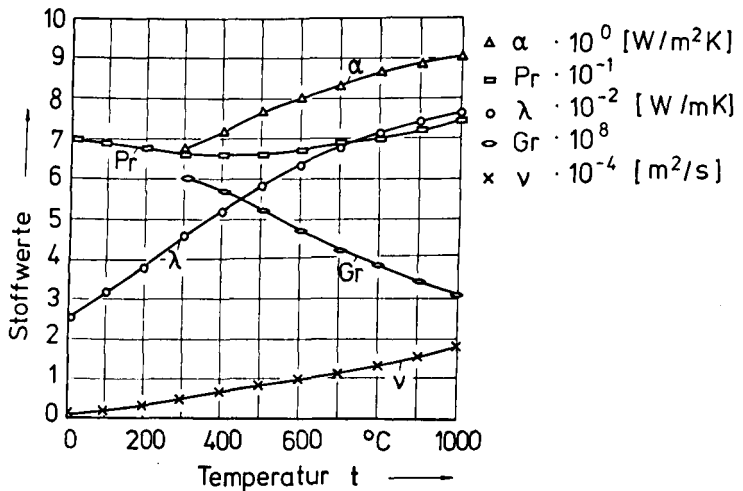


Bild 4.19: Stoffwerte für Luft und Kennzahlen zur Ermittlung der freien Konvektion an der senkrechten Platte nach /80/.

Die Temperaturabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  kann nach /83/ auf ein Einzelrohrumgerechnet werden.

Als Ergänzung werden in Versuchen die Strömungsprofile der aufsteigenden Luft erfaßt, indem sie mit dem Rauch von Rauchpatronen sichtbar gemacht werden. Über eine Fernsehaufzeichnung des Vorgangs werden die Strömungsgeschwindigkeiten näherungsweise bestimmbar.

An der Außenseite des Modells wird die aufsteigende warme Luft am wenigsten behindert, so daß über die Strömungsgeschwindigkeit der Charakter der Wärmeübertragung bestimmt werden kann. Obwohl es für diesen Be-

reich noch keine Theorie gibt, bestätigen Messungen, daß mit  $Gr > 4 \cdot 10^8$  freie turbulente Konvektion beginnt /47,25/.

Dazu zeigen die experimentellen Arbeiten von Jacob /54/ bei turbulenter Grenzschicht ( $Gr \cdot Pr > 10^9$ ), daß die freie Konvektion mit

$$Nu = \frac{\alpha \cdot h}{\lambda} = 0,13 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (4.44)$$

für senkrechte Wände und Rohre beschrieben werden kann. Die Größe  $h$  entspricht der Länge des ungestörten Strömungsweges längs des Rohres.

Desweiteren können durch Videoaufzeichnung die Form und die Größenordnung der Geschwindigkeit in den offenen Rohren des Systems erfaßt werden. Mit Strömungsgeschwindigkeiten von ca.  $3 \div 5$  m/s bei freier Strömung im Rohr wird in Abhängigkeit von der Reynoldszahl  $Re$  eine vollturbulente Strömung bei freier Konvektion ermittelt /105/, wobei nach dem Ansatz von Hausen /43/ die Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zu  $10 - 15 \text{ W/m}^2\text{K}$  bestimmt wird.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen lassen lediglich qualitative Aussagen zu, weil durch Umlenkung der aufsteigenden Luft Überlagerungen verschiedener konvektiver Übertragungsmechanismen auftreten können.

Im turbulenten Bereich bleibt der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  nach der Theorie der freien Konvektion über der Strömungslänge konstant, so daß bei den nachfolgenden Rechnungen diese Annahme auf die Randrohre des Bündels angewendet wird. Die von den Seiten zur Rohrbündelmittle strömende Luft erwärmt sich mit zunehmender Weglänge im Modell stark, so daß die eintretende kalte Luft sich bis zum Mittelbereich so aufgeheizt hat, daß eine spürbare Verringerung des Abkühlungseffektes zu beobachten ist. Dadurch wird die Abnahme des konvektiven Wärmeüberganges ersichtlich. Auf Grund dieser Überlegung wurden für jede Segmenthöhe  $L$  über dem Modellquerschnitt elliptische Verteilungen für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  angenommen (Bild 4.20), dessen Berechnung über die Vorgabe der Eckwerte  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  erfolgt. Die Größen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  werden nach der Theorie der freien Konvektion an senkrechten Rohren abgeschätzt, da in der Randzone die Strömungsvorgänge der aufsteigenden Luft nicht so

stark gestört werden, wie in der Mitte des Modells.

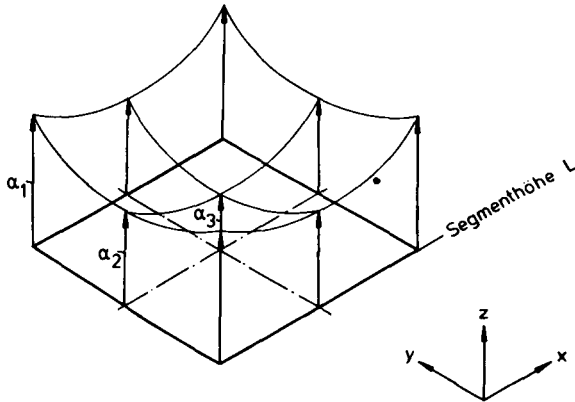


Bild 4.20: Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  über der Modellgrundplatte für eine Segmenthöhe  $L$

Durch die Überlagerung unterschiedlicher Strömungsformen ändert sich hier der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_3$ . Bei Versuchen mit und ohne aufgelegter Deckplatte stellen sich die nach Bild 4.21 skizzierten Verteilungsformen ein. Die Größe von  $\alpha_3$  wird aus Vergleichsmessungen abgeschätzt.

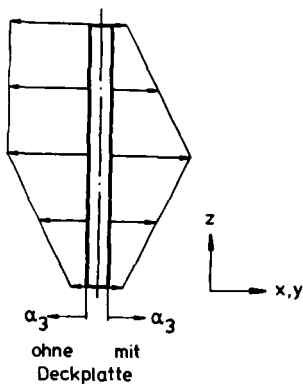


Bild 4.21: Verteilungsarten des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_3$  über der Rohrhöhe des Zentralrohres

#### 4.3.3 Wandtemperaturprofil

Die Segmentoberflächentemperatur wird durch die von außen auf das Rohrsegment einwirkende Wärme bestimmt. Dabei stellt sich das Temperaturprofil in der Rohrwand in Abhängigkeit von der abgeführten Energie ein.

Wegen der relativ geringen Wanddicke der Rohre kann als Vereinfachung ohne große Fehler die Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung für die ebene Wand in eindimensionaler Schreibweise angenommen werden. Es gilt:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (4.47)$$

wobei  $x$  die Koordinate in Normalenrichtung darstellt. Für ein Segment gilt in Differenzenschreibweise bei endlichen Orts- und Zeitschritten nach einem Zeitschritt  $\Delta \tau$  die neue Temperatur

$$t_{M,K+1} = t_{M,K} + a \frac{\Delta \tau}{\Delta x^2} (t_{M+1,K} - 2 t_{M,K} + t_{M-1,K}) \quad (4.48)$$

Dabei beschreibt  $M$  den Orts- und  $K$  den Zeitindex. Durch Gl. (4.48) wird das in der Literatur beschriebene Verfahren nach Schmidt /20/ dargestellt. Die Anwendung erfolgt ohne das Vorhandensein von Wärmequellen im Material, bei konstanten Stoffwerten und fester Temperaturleitfähigkeit (Gl. 4.38). Die neue Temperatur eines Segmentes nach der Zeit  $\Delta \tau$  ergibt sich aus den Temperaturen des vorherigen Zeitschrittes. Der Einfluß auf die Orts- und Zeitschrittweite kann lediglich durch den Faktor:  $a \cdot \Delta \tau / \Delta x^2$  (Gl. 4.48) genommen werden.

Der für dieses Rechenverfahren notwendige Pol ( $\lambda/\alpha$ ), der die Randbedingungen an der Rohroberfläche mit den Materialeigenschaften verbindet, wird aus den auf die Oberfläche einwirkenden Energien ermittelt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  ergibt sich aus dem insgesamt außen am Segment (I, J, L) abgeführten Wärmestrom zur Zeit  $\tau$

$$\dot{Q}_{ges,a} (I,J,L,1,t,\tau) = \dot{Q}_{S,a,zu} (II,JJ,LL,11,t,\tau) -$$

$$\dot{Q}_{S,a,ab} (I,J,L,1,t,\tau) - \dot{Q}_{k,a,ab} (I,J,L,1,t,\tau) \quad (4.49)$$

mit dem Index M = 1 und 11 als Bezeichnung für die Oberflächensegmente zu

$$\alpha_{ges,a} (I,J,L,1,\tau) = \frac{\dot{Q}_{ges,a} (I,J,L,1,t,\tau)}{A (I,J,L,1) \cdot \Delta t (I,J,L,1,\tau)} \quad (4.50)$$

Damit wird der Pol

$$POL_a (I,J,L,1,\tau) = \frac{\lambda}{\alpha_{ges,a} (I,J,L,1,\tau)} \quad (4.51)$$

für jeden Zeitschritt bestimmt.

Wenn auf Grund der Versuchsanordnung eine konvektive Strömung im Rohrinneren entstehen kann, wird diese als Randbedingung nach Gl. (4.43) berücksichtigt. Der Berechnungspol im Rohr ergibt sich analog Gl. (4.50) und (4.51) zu:

$$POL_i (I,J,L,M_{MAX}) = \frac{\lambda}{\alpha_{k,i} (I,J,L)} \quad (4.52)$$

mit MMAX als Ort auf der Rohrinnenfläche.

#### 4.3.4 Energiebilanz für ein Rohrsegment

Die mathematisch - physikalische Beschreibung der in Rohrbündeln ablaufenden Vorgänge wird durch Vereinfachungen erreicht. Ihre Zulässig-



keit muß einer Kontrolle durch eine Energiebilanz unterzogen werden. Ein instationäres, offenes System wird folgendermaßen beschrieben:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{zeitliche Änderung der Summe der} \\ \text{Energien, die als Wärme, Arbeit} \\ \text{und mit strömendem Medium über} \\ \text{die Systemgrenze zu- und abge-} \\ \text{führt wird} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{zeitliche Änderung} \\ \text{des Energieinhaltes des} \\ \text{offenen Systems} \end{array} \right] \quad (4.53)$$

Bezogen auf die Segmenthöhe L eines Rohrabschnittes wird unter Verwendung der zu- und abgeführten Energie die zeitliche Materialtemperaturänderung abgeleitet:

$$\begin{aligned} A (\dot{q}_{S,a,zu} - \dot{q}_{S,a,ab} - \dot{q}_{k,a,ab} - \dot{q}_{k,i,ab}) \tau \\ = -A \cdot c \cdot \rho \cdot L \sum_{M=1}^{M_{MAX}} \frac{\Delta t_M}{\Delta \tau} \end{aligned} \quad (4.54)$$

Als Vereinfachung wird bei der Segmentierung der Rohrwand die Wandstärke in MMAX gleich starke ebene Volumina aufgeteilt. Mit Erfüllung der Gl. (4.54) erhält man die Temperaturverteilung im Rohrmaterial und an der Oberfläche für alle Orte im Modell. Die Gl. (4.54) gilt in der dargestellten Form lediglich für Modelle ohne Deckplatte. Bei Verwendung des Modells MD (mit Deckplatte) wird der Term der freien konvektiven Wärmeabfuhr im Rohrrinneren vernachlässigt.

#### 4.4 Das Abkühlungsprogramm

Unter Berücksichtigung der Verteilung der Absorptionszahlen im gesamten Rohrbündel und den in Kap. 4.3 dargestellten mathematisch - physikalischen Ansätzen ist ein Rechenprogramm in der Programmiersprache Fortran IV erstellt worden (Bild 4.22), daß die Abkühlung der Rohrbündel beschreibt. Mit den daraus gewonnenen Rechenergebnissen sollen durch Vergleich mit Messungen die getroffenen Annahmen im Berechnungsverfahren bestätigt werden. Als Stoffwerte werden die Werte der Materialien Eisen und Ke-

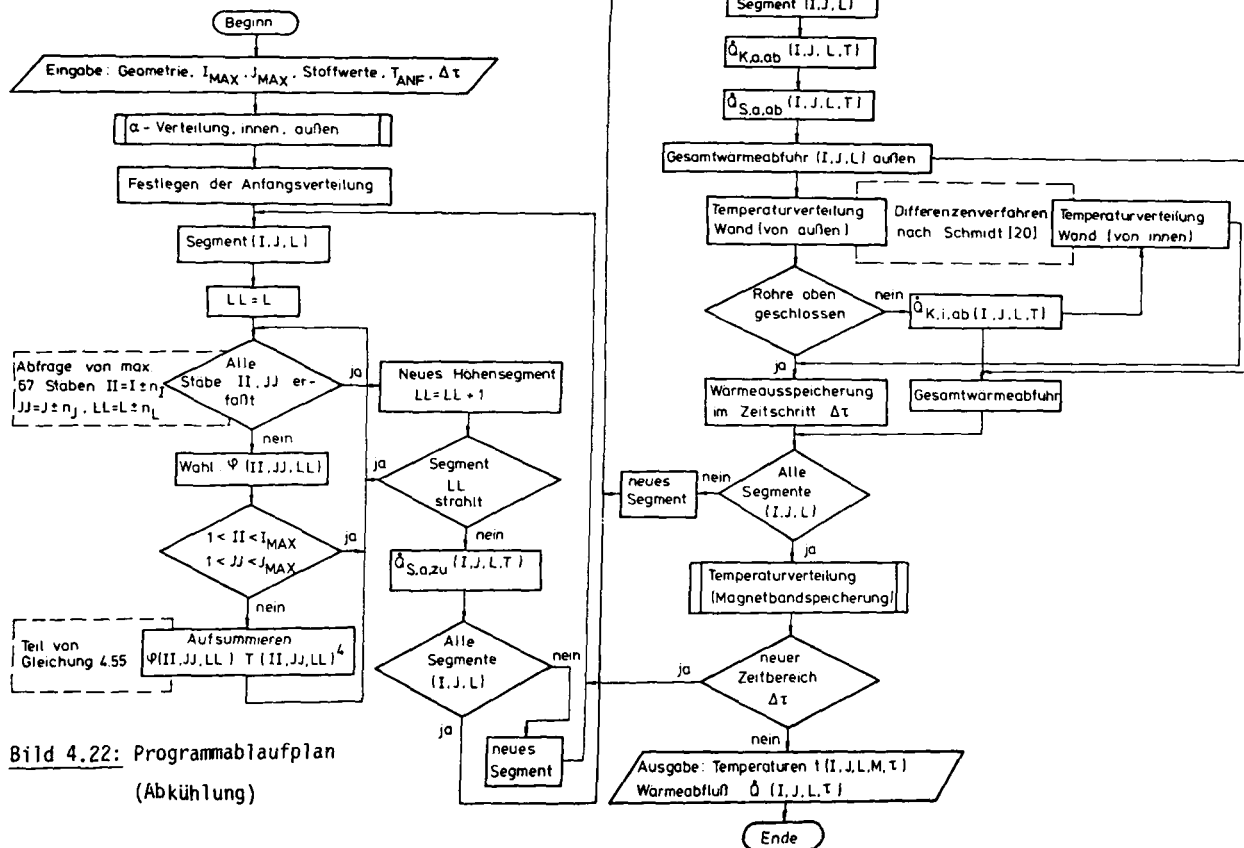


Bild 4.22: Programmablaufplan  
(Abkühlung)

ramik verwendet, um die Anwendbarkeit des Verfahrens bei stark unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda$  zu untersuchen.

Zusätzlich muß die Gl. (4.40) erweitert werden, wenn von den Teilflächen (II, JJ, LL) auf das Segment (I, J, L) eingestrahlte Energie für alle Einstrahlungsbedingungen gelten soll. Die insgesamt zugestrahlte Energie ergibt sich aus

$$q_{s,a,zu}(I,J,L,t) = \frac{C_s}{10^8} \sum_{I=1}^{IMAX} \sum_{J=1}^{JMAX} \sum_{L=-LMAX}^{L=LMAX} (\varphi(II,JJ,LL)) \quad (4.55)$$

$$\varepsilon(II,JJ,LL) T(II,JJ,LL)^4$$

Alle durch Gl. (4.55) beschriebenen Höhensegmente L bekommen nicht nur Energie von gleich hohen Flächen zugestrahlt, sondern auch aus LMAX darüber und darunterliegenden. Zum Rohrende angeordnete Teilflächen können nur Energie aus darüberliegenden Segmenten erhalten, sofern diese im Bündel existieren.

Die beschriebenen Zusammenhänge werden für jeden Zeitschritt  $\Delta\tau$  durchgeführt. In den Rechnungen werden während eines Zeitschrittes alle temperaturabhängigen Größen mit der Temperatur ermittelt, die zu Beginn des Zeitschrittes galt. Zur Kontrolle der Rechnungen muß die Energiebilanz (Gl. 4.54) in vorgegebenen Bandbreiten erfüllt werden.

#### 4.5 Rechenergebnisse

Mit dem beschriebenen Programm sind für alle Rohrbündelgeometrien (Tab. 4.1) die stationären Temperaturverteilungen bestimmt worden.

Dafür wurden die temperaturunabhängigen Stoffwerte für die Materialien Eisen und Keramik der Tabelle 4.3 verwendet.

		Eisen	Keramik
Bezeichnung		St 00 DIN 2440	Ker 221 DIN 40685
Dichte $\rho$	kg/m <sup>3</sup>	7800	2720
spez. Wärmekapazität $c$	kJ/kg K	0,628	1,05
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	W/m K	50	2,8
Strahlungsgesetz		Cosinus - verteilung	Cosinus - verteilung
Emissionsgrad $\epsilon$		0,8	0,86

Tabelle 4.3: Stoffeigenschaften der verwendeten Materialien

Über den zeitlich und örtlich abhängigen Energieaustausch im Rohrbündel werden die Temperaturverteilungen ermittelt. Diesen Vorgang beeinflussen hauptsächlich folgende Parameter:

1. die Materialart
2. der Ort im Rohrbündel
3. der Durchmesser der Rohre
4. der Abstand der Rohre
5. die wahlweise vorhandene Deckplatte

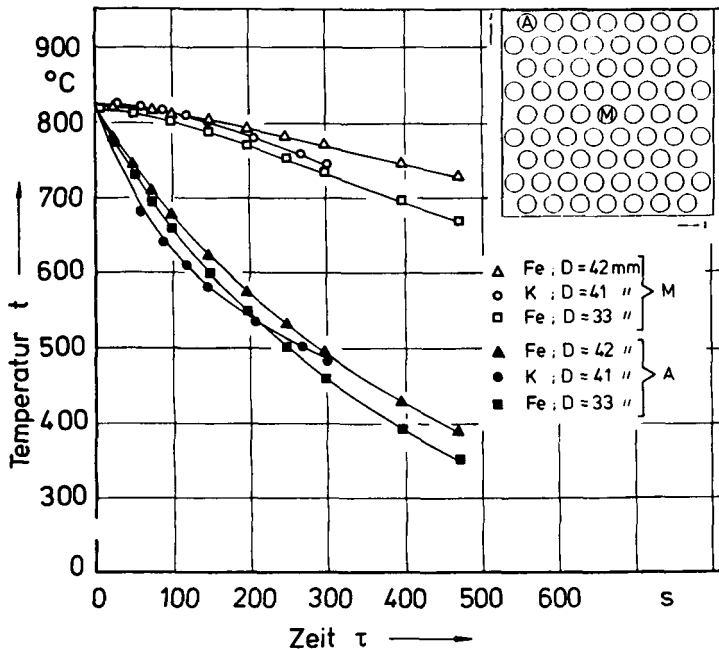
Unter Berücksichtigung dieser Einflußgrößen erfolgt die Beschreibung des Rohrbündels durch

- a. die Abkühlungsgeschwindigkeit über dem Rohrbündelquerschnitt

- b. die Temperaturverteilung über der Rohrhöhe
- c. die Erfassung des Rohrwandtemperaturprofils
- d. eine Energiebilanzkontrolle

#### 4.5.1 Abkühlungsgeschwindigkeit

Der Einfluß der den Abkühlungsvorgang beschreibenden Parameter wird nicht immer explizit deutlich, weil eine Überdeckung durch andere Parameter stattfinden kann. So zeigen die Rechnungen z.B., daß bei einem Rohrbündel mit engstem Abstand ( $DI = 30\text{mm}$ ) und aufgelegter Deckplatte (MD) die Materialart und die Durchmessergröße der Rohre von untergeordneter Bedeutung sind (Bild 4.23). Es wird lediglich eine Abhängigkeit vom Ort im Rohrbündel deutlich sichtbar.



**Bild 4.23:** Berechnetes Abkühlungsverhalten des Modelles MD und dem Abstand  $DI = 30\text{mm}$  mit variierten Durchmessern  $D$  und Materialien (Fe und K) für zwei Orte im Modell

Andererseits wirkt sich bei großen Abständen der Rohre ( $DI = 60\text{mm}$ ) das Rohrmaterial (Keramik K, Eisen Fe) stärker aus, als eine Durchmesser-variation. Durch die Bilder 8.2 und 8.3 des Anhanges wird gezeigt, daß das sowohl für Modelle mit (MD), als auch ohne Deckplatte (OD) gilt.

Im Gegensatz zu Bild 4.23 treten in Bild 4.24 bei engem Abstand die Abhängigkeiten einer Durchmesseränderung deutlich auf, da keine Deckplatte vorhanden ist. Weiterhin zeigen sich große Unterschiede im Abkühlungsverhalten der Rohre gleicher Abmaße, aber unterschiedlicher Materialart. Das gilt für die Rohre in der Bündelmitte ebenso wie in der Randzone.

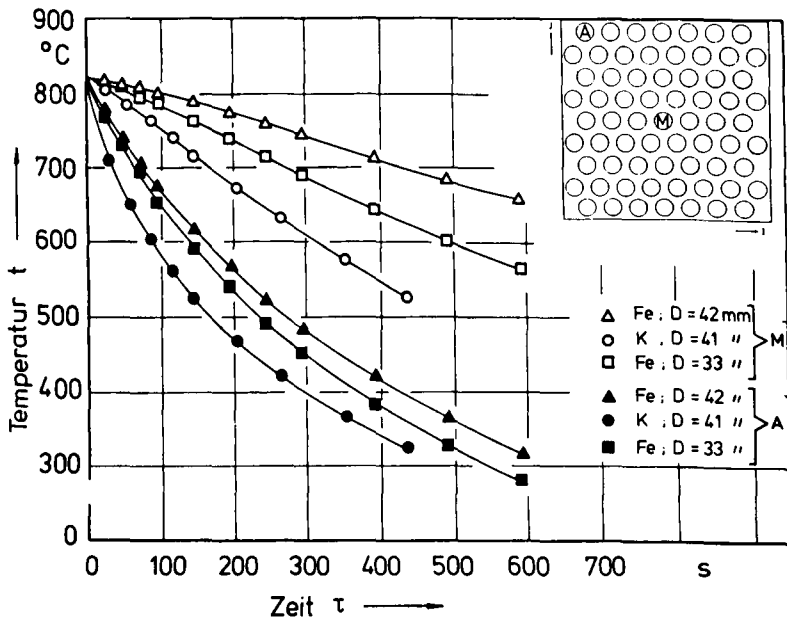


Bild 4.24: Berechnetes Abkühlungsverhalten zweier Orte eines Modelles:  
Modell OD;  $DI = 30\text{mm}$ ;  $D = 42, 41, 33\text{mm}$ ; Material: Fe, K

Der Einfluß unterschiedlicher Stoffwerte macht sich in allen Ergebnissen bemerkbar, weil das Verhältnis der Dichte der Keramik- zu der der Eisen-

rohre ein Drittel beträgt. Die Abkühlungsgeschwindigkeit liegt bei vergleichbaren Geometrien für Keramikrohre tiefer als für Eisenrohre, wobei in Bild 4.23 die geringste und in Bild 8.2 die größte Abweichung zu erkennen ist.

Die Abkühlungsgeschwindigkeiten im Bündel steigen von innen nach außen an. Das gilt für alle Versuchsbedingungen.

Der Durchmesser der einzelnen Rohre hat bei engstehender Anordnung einen deutlichen Einfluß auf das instationäre Verhalten des Bündels, da mit größer werdendem Durchmesser die Zwischenräume zwischen den Rohren geringer werden und dadurch der Strahlungsverlust in der Bündelmitte abnimmt (Bild 4.24). Bei großen Abständen  $DI$  wirkt sich der Einfluß einer Durchmesseränderung zwar weniger stark aus, ihre Tendenzen bleiben jedoch noch sichtbar (Bild 8.2 und 8.3).

Deutliche Unterschiede im Abkühlungsverhalten mittlerer Rohre treten durch eine Abstandsänderung  $DI$  auf (Bild 8.4 und 8.5). Mit einer veränderten Rohrteilung auf gleicher Grundplatte sind unterschiedlich viel Rohre auf ihr zu fixieren. Die größten Differenzen in den Abkühlungsgeschwindigkeiten der Rohroberflächen ergeben sich im Vergleich der Bündel mit den Teilungen  $DI = 30\text{mm}$  und  $DI = 40\text{mm}$ . Bei größeren Abständen findet eine Annäherung der Temperaturverteilungen für vergleichbare Orte statt, weil die Abstrahlungsmöglichkeiten aus der Bündelmitte verbessert werden. Dieser Einfluß gilt sowohl für Eisen- als auch für Keramikrohrbündel.

Durch das Auflegen einer Deckplatte wird eine Art Speicher geschaffen. Dadurch wird einerseits die freie Konvektion im Bündel behindert und andererseits werden die Strahlungsverluste der Rohrenden reduziert. So stellen sich zu Beginn der Abkühlungsphase bei engen Rohrteilungen in der Bündelmitte fast konstante Temperaturen ein, wobei die Materialart keinen Einfluß hat (Bild 8.5). Mit größer werdendem Abstand  $DI$  zeigen die Keramikrohre höhere Temperaturgradienten als die Eisenrohre. Der Einfluß der aufgelegten Deckplatte nimmt ab, so daß sich die Abkühlungsgeschwindigkeiten in den Modellen ohne und mit aufgelegter Deckplatte in ihren Verteilungen nähern (Bild 8.4 und 8.5).

#### 4.5.2 Temperaturverteilung über der Rohrhöhe

Nach der Berechnungsmethodik wird für jedes einzelne Segment über die zu- und abgeführten Energien die Oberflächentemperatur ermittelt. Aus diesem Grund stellen sich durch die Abstrahlungsverluste am Rohrende unterschiedliche Temperaturen über der Rohrhöhe ein. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in Abhängigkeit von der Abkühlungszeit. Da sich bei aufgelegter Deckplatte wegen der Behinderung der Wärmeabfuhr konstante Temperaturen über der Rohrhöhe ergeben, wurden diese Ergebnisse hier nicht weiter berücksichtigt. Die offenen Rohrbündel zeigen dagegen in den beiden abschließenden Segmenten eindeutige Temperaturunterschiede.

Je weiter die Rohre zur Bündelmitte hin angeordnet sind, desto stärker werden die Temperaturunterschiede, da die Wärmeverluste der Segmente nur durch Abstrahlung in Rohrrichtung entstehen können. Im Außenbereich bleiben die Temperaturen über der Höhe wegen des gleichmäßigen Wärmeüberganges konstant.

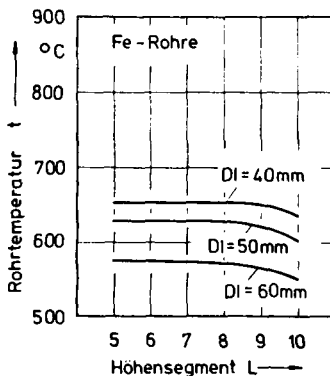


Bild 4.25: Temperaturverteilung des Zentralrohres (Rechnung) über der Rohrhöhe bei verschiedenen Abständen  $DI$ :

Modell OD; Zeit  $\tau = 300\text{ s}$

$D = 60\text{mm}$

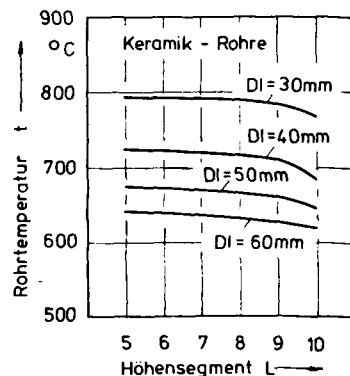


Bild 4.26: Temperaturverteilung des Zentralrohres (Rechnung) über der Rohrhöhe bei verschiedenen Abständen  $DI$ :

Modell OD; Zeit  $\tau = 60\text{ s}$

$D = 41\text{mm}$



Aus den Rechenergebnissen aller Varianten läßt sich kein deutlicher Einfluß durch eine Durchmesseränderung der Rohre bei festem Abstand erkennen (Bild 4.25 und 4.26).

Der Materialeinfluß dagegen ist deutlicher. Wegen der schnelleren Abkühlungsgeschwindigkeit der Keramikrohre sind die Temperaturdifferenzen über der Rohrhöhe um ca. 20 K höher als bei den Eisenrohren.

Die Bilder 4.25 und 4.26 zeigen entsprechende Temperaturverteilungen für Rohrbündel, die in ihren Teilungen verändert worden sind. Bei engen Abständen bleiben die Temperaturen über der Höhe konstant, wobei lediglich im letzten und teilweise im vorletzten Segment Abweichungen auftreten. Mit zunehmender Teilung vergleichmäßigt sich naturgemäß die Temperaturabnahme über der Höhe.

#### 4.5.3 Temperaturverteilung in der Wand

Über die aus dem Bündelmodell abgeführten Energien werden die Oberflächentemperaturen der einzelnen Rohrsegmente berechnet. Mit der zeitlichen Änderung dieser Temperaturen stellt sich ein Temperaturprofil in der Rohrwand ein (Kap. 4.3.3), deren Wand in 3 Segmente aufgeteilt wurde. Außerdem werden Temperaturverteilungen in der Rohrwand nur für das Keramikmaterial berechnet, da seine Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  wesentlich kleiner als die des Eisens ist, dessen Temperatur in der Wand in radialer Richtung für jeden Zeitschritt als annähernd konstant angenommen werden kann.

Bedingt durch den Ort eines Segmentes - sei es Mittellage oder Außenbereich im Rohrbündel - ergibt sich während der Abkühlung eine entsprechende Temperaturverteilung in der Rohrwand. Ein Mittelrohr wird durch die umliegenden Rohre gegen starke Wärmeverluste so geschützt, daß die Abkühlung langsamer verläuft und sich deswegen relativ konstante Temperaturen in der Wand einstellen (Bild 4.27). Die Außenrohre dagegen weisen zu Beginn der Abkühlung wegen starker Abstrahlungsverluste größere Temperaturgradienten über der Rohrwand auf, die sich aber mit der

Zeit ausgleichen, da der seitliche Wärmeverlust durch Strahlung mit Abnahme der Temperatur stark verringert wird und somit eine Temperaturnivellierung in der Rohrwand stattfindet.

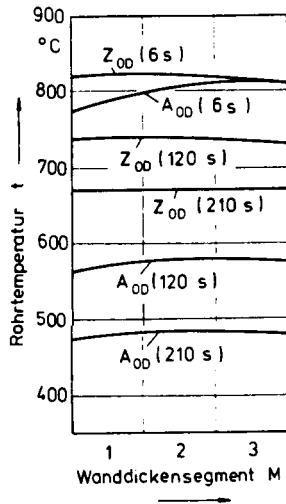


Bild 4.27: Temperaturverteilung in den Wandsegmenten von Keramikrohren zweier Modellorte zu verschiedenen Abkühlzeiten  $\tau$ :  
Modell OD; DI = 30mm; D = 41mm  
Z = Zentralrohr; A = Außenrohr

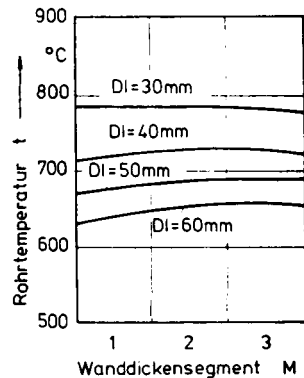


Bild 4.28: Temperaturverteilung in der Wand der Zentralrohre bei verschiedenen Abständen DI und der Abkühlzeit  $\tau = 60s$   
Modell OD; D = 41mm

Weiterhin ist der Einfluß der Deckplatte zu berücksichtigen. Fehlt die obere Abdeckung, so kann sich im Rohrrinneren eine konvektive Strömung ausbilden, die Wärme abführt (Gl. 4.43). Deswegen ergibt sich für ein Mittelrohr zu Beginn der Abkühlungszeit auf der Innenseite eine niedrigere Temperatur als an der Rohroberfläche. Dieser Einfluß reduziert sich um so stärker, je weiter Rohre des Außenbereiches untersucht werden (Bild 4.27). Bei aufgelegter Deckplatte liegen die Maxima der Temperaturverteilungen an der Rohrrinnenwand.

Da sich die Temperaturen bei Verwendung von keramischem Material im Laufe der Abkühlungszeit zunehmend vergleichmäßigen, ist die Annahme einheitlicher Wandtemperaturen für die Eisenrohre gerechtfertigt.

Die Auswirkungen einer Durchmessererringerung auf die Rechenergebnisse sind relativ gering und entsprechen denen einer Abstandsvergrößerung (Bild 4.28). Je weiter die Rohre auseinander stehen, desto stärker sind die seitlich abgegebenen Energieverluste und desto größer sind die Temperaturgradienten in der Rohrwand.

#### 4.5.4 Energiebilanzkontrolle

Eine Bestätigung der Rechenergebnisse erfolgt durch die Kontrolle mit der Energiebilanz. Nach Gl. 4.53 und 4.54 müssen die gesamten Verlustenergien und die insgesamt aus dem Material ausgespeicherten Energien gleich sein. Nach /19/ wurde bei einem ähnlichen geometrischen Zusammenhang festgestellt, daß eine genaue iterative Energiebilanzkontrolle nicht erforderlich ist, da eine geringfügige Differenz der beiden Energien kaum Auswirkungen auf die Abkühlungsgeschwindigkeit hat und damit vertretbar ist. Deswegen ist eine nachträgliche graphische Energiebilanzkontrolle ausreichend.

Die Bilder 4.29 und 4.30 zeigen Ergebnisse für eine Rohrbündelanordnung bei wahlweise aufgelegter Deckplatte, wobei in jedem Bild je zwei Extremfälle (Mittelstab:  $I = 6$ ,  $J = 4$ ; Randstab:  $I = 1$ ,  $J = 1$ ) dargestellt werden. Für die betrachteten Segmente sind die zeitvarianten Energien aufgetragen worden, die zu einer Bilanzkontrolle von Bedeutung sind. Mit der Verteilung von  $\dot{Q}_{\text{aussp}}$  wird die aus dem Material ausgespeicherte Energie beschrieben. Dieser Energieverlust wird durch die Summe der durch Strahlung und Konvektion zu- und abgeführten Energien hervorgerufen und mit  $\dot{Q}_{\text{ges}}$  ab bezeichnet. Die Differenz der beiden Energieströme stellt die Bilanzabweichung dar und ist im unteren Teil der Abbildungen aufgetragen worden. Der Wert der Bilanzabweichungen liegt für jeden Ort im Rohrbündel unter  $\Delta\dot{Q} = 60 \text{ J/s}$  und somit gilt die Bilanz als erfüllt. Als Ergänzung sind die Verteilungen für die zugestrahlte Energie  $\dot{Q}_{\text{s,a,zu}}$  angegeben worden, die sich aus den Teilwärmern zusammensetzt, die von den umliegenden Segmenten eingestrahlt werden. Für die verschiedenen Anordnungen der Rohrbündel sind in Tabelle 8.13 die zur Bilanzkontrolle notwendigen Energieströme und die Abweichungen angegeben worden.

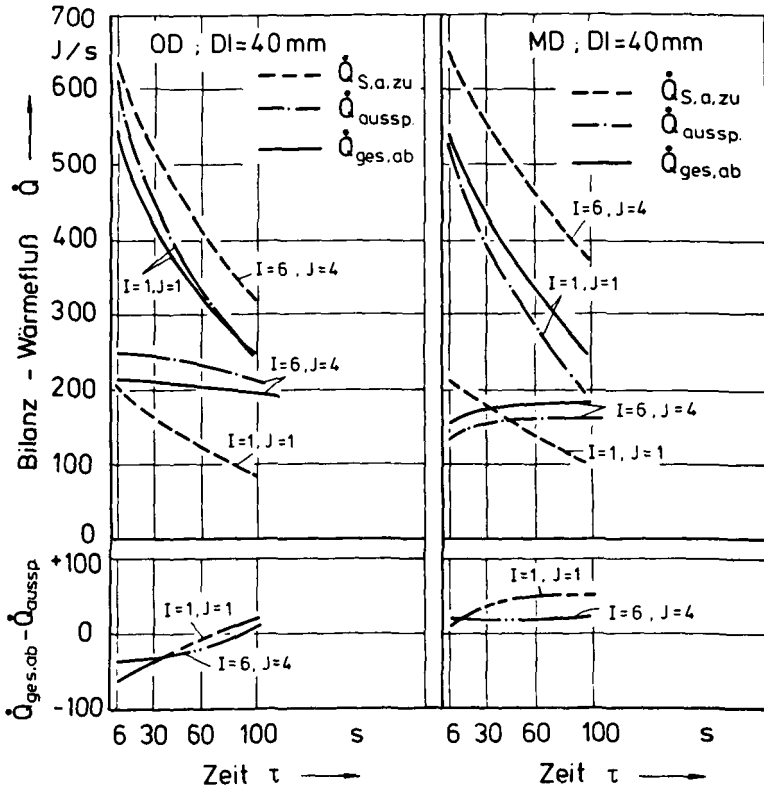


Bild 4.29: Wärmefluß  $\dot{Q}$  an der Rohrsegmentoberfläche zur Energiebilanzkontrolle für ein Außenrohr und das Zentralrohr mit der Bilanzabweichung über der Zeit:

Modell OD;  $DI = 40 \text{ mm}$ ;  $D = 41 \text{ mm}$ ;

Material: K

Bild 4.30: Wärmefluß  $\dot{Q}$  an der Rohrsegmentoberfläche zur Energiebilanzkontrolle für ein Außenrohr und das Zentralrohr mit der Bilanzabweichung über der Zeit:

Modell MD;  $DI = 40 \text{ mm}$ ;  $D = 41 \text{ mm}$ ;

Material: K

## 5. Experimentelle Untersuchungen

Zur Absicherung der theoretisch ermittelten Ergebnisse werden experimentelle Untersuchungen herangezogen. Im folgenden wird eine kurze Beschreibung des Versuchsaufbaues und der Versuchsdurchführung gegeben, wobei auf die Art der Messung und deren Genauigkeit eingegangen wird. Es werden Meßergebnisse dargestellt, die das räumliche, zeitlich - veränderliche Temperaturfeld im Modell beschreiben. Die Erfassung des Gesamtmodells setzt eine systematische Anordnung der Meßstellen voraus, deren Fehlereinflüsse berücksichtigt werden müssen.

### 5.1 Versuchsaufbau

Nach den Angaben der Tabelle 4.1 werden Grundplatten hergestellt, auf die entsprechend der Modellvariation (Abstand und Durchmesser der Rohre) kurze Rohrstücke aufgeschweißt werden, die zur Abstandseinhaltung der verwendeten Rohre auf der Grundplatte dienen. Bild 5.1 verdeutlicht in der Seitenansicht den schematischen Aufbau des Modells für das Meßverfahren.

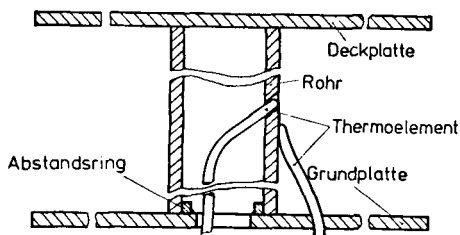


Bild 5.1: Schematischer Aufbau des Modells (Seitenansicht)

Als Temperaturfühler werden Mantelthermoelemente mit den Durchmessern 1 und 3 mm und der Paarung NiCr-Ni verwendet. Das Heranführen der Thermoelemente an den Meßpunkt in der Rohrwand erfolgt durch die Grundplatte in das Rohrinere. Dadurch können Meßfehlerinflüsse reduziert werden, die durch das Eigenstrahlungsverhalten der Elemente an die Umgebung auftreten. Für Vergleichsmessungen ist die Möglichkeit vorhanden,

Thermoelemente von außen an die Rohroberfläche zu führen.

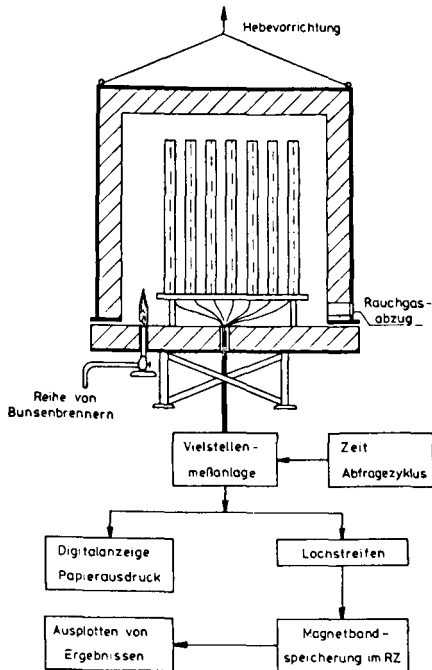


Bild 5.2: Schematischer Aufbau der Versuchseinrichtung mit Datenerfassung

Das Modell steht mit Stützen auf einer Isolierplatte aus keramischen Faserstoffen. In der Mitte ist ein Durchbruch vorhanden, der die Zuführung der Thermoelemente zu den einzelnen Rohren gestattet. Die Aufheizung des Modells erfolgt über acht Bunsenbrenner, die durch die Isolierplatte in den Versuchsraum hineinreichen. Während der Energiezufuhr schützt eine das Modell überdeckende isolierte, abnehmbare Metallhaube das Modell gegen zu starke Wärmeverluste. Damit die Bunsenbrenner kontinuierlich arbeiten können, ist auf der gegenüberliegenden Seite im Modell ein Rauchgasabzug vorgesehen (Bild 5.2).

Die Datenaufnahme erfolgt über eine Vielstellenmeßanlage mit elektrisch eingebauter Vergleichsstelle in bestimmten Zeitzyklen, wobei die Meßer-

gebnisse auf Lochstreifen und Papier ausgedruckt werden. Die auf Lochstreifen gesicherten Daten wurden auf Magnetband in der Großrechenanlage der TU Braunschweig gespeichert und anschließend mit einem Plotter graphisch dargestellt.

## 5.2 Temperaturmessung

Beim Vergleich von Rechenergebnissen und entsprechenden Meßwerten treten Abweichungen auf. Aus diesem Grund muß der Einfluß der möglichen Fehlerquellen ermittelt und abgeschätzt werden. Sie resultieren aus den vereinfachten physikalischen Voraussetzungen des mathematischen Modells einerseits und andererseits aus den Meßfehlern, die sich aus der Verwendung der vorhandenen Versuchsanordnung ergeben.

### 5.2.1 Voruntersuchungen zur Meßanordnung

Ein Thermoelement, das zeitabhängige Temperaturwerte erfassen soll, zeigt nur näherungsweise die wirkliche Temperatur an, weil Fehlereinflüsse dynamischer und statischer Art wirksam werden.

Bei schnellen Temperaturänderungen wird ein Meßfühler auf Grund seiner Trägheit der wirklichen Temperatur mit zeitlicher Verschiebung folgen. Diese wird durch eine Zeitkonstante erfaßt, die ein Maß für den dynamischen Meßfehler ist.

$$T = \frac{m \cdot c \cdot b}{A \cdot \lambda} \quad (5.1)$$

Es bedeuten  $m$  die Masse,  $c$  die spezifische Wärmekapazität,  $b$  die Wanddicke und  $A$  die Oberfläche des beeinflussten Mantelthermoelementes.

Fehler, die beim Erfassen zeitlich konstanter Meßwerte auftreten, werden als statische Meßfehler bezeichnet. Sie hängen hauptsächlich von der Größe des Meßwertes selbst ab. Die Abweichungen vom Meßwert werden vor allem durch

1. Positionierungsfehler der Thermoelemente und
2. Wärmeableitfehler

hervorgerufen /76/.

Damit diese Fehlereinflüsse auf ein Minimum reduziert werden können, sind Vorversuche durchgeführt worden, in denen Thermoelemente verschiedener Art auf unterschiedlichste Weise am Meßort angebracht worden sind. Unter Verwendung der Versuchsanordnung nach Bild 5.2 wird ein Rohr auf der Grundplatte befestigt, während die Meßfühler vom Rohrinernen und von außen an die Rohroberfläche geführt werden (Bild 5.1). Dabei entsprechen die Versuchsbedingungen denen der Hauptversuche.

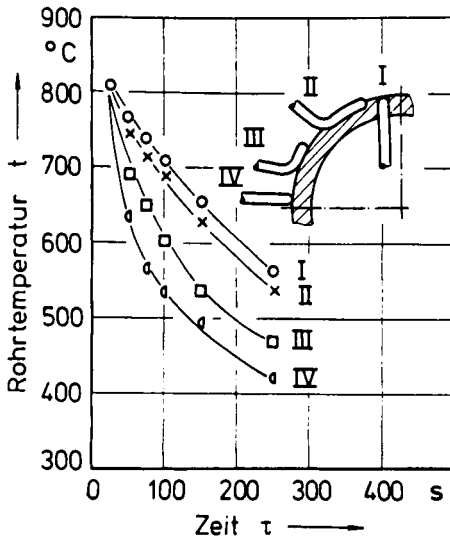


Bild 5.3: Temperaturmessung am gleichen Ort mit verschiedenen Anbringungsarten der Meßfühler

In Bild 5.3 sind für einige Thermoelemente verschiedene Variationen einer Berührungsmöglichkeit angedeutet und die dazugehörigen Abkühlungsgeschwindigkeiten angegeben. Ziel der Messungen ist die Bestimmung der äußeren Rohrtemperatur.

Die Meßfühler II, III und IV unterliegen einer starken Wärmeabfuhr, die durch Konvektion und Eigenstrahlungsverluste hervorgerufen wird. Durch



die kleine Berührungsfläche zwischen Fühler und Meßort eilen die durch Messung angegebenen Werte der wirklichen Rohrtemperatur voraus. Ein Element, das vom Rohrinnenen durch die Rohrwand an die Rohroberfläche geführt wird, unterliegt am wenigsten einem Wärmeableitfehler, weil es einen guten Kontakt zum Material besitzt /103/. Die trotzdem abgeführte Wärme durch Strahlung an der Fühlerspitze und durch Konvektion im Rohrinneren stellt ein Minimum für Messungen in der Rohrbündelanordnung dar.

Der Positionierungsfehler wird dadurch gering gehalten, daß die Thermoelemente von innen an die Rohroberfläche herangeführt werden und die Elementspitzen genau mit ihr abschließen.

Für die Temperaturerfassung in den Eisenrohren werden Thermoelemente mit einem Durchmesser von 3mm verwendet, weil die Wärmeleitfähigkeiten der beiden Materialien annähernd gleich sind. Die Temperaturmessung der Keramikrohre erfolgt mit 1mm starken Fühlern. Kleinere Durchmesser, die den dynamischen und den Wärmeableitfehler noch weiter reduziert hätten, wurden aus Gründen der mechanischen Belastbarkeit nicht gewählt.

#### 5.2.2 Die Meßanordnung

Zur Erfassung der instationären Vorgänge im Rohrbündel werden Thermoelemente im Rohrbündel angebracht. Bild 5.4 zeigt an einem Beispiel die Meßstellenverteilung. Es genügt, die Temperaturen für ein Viertel des Modelles

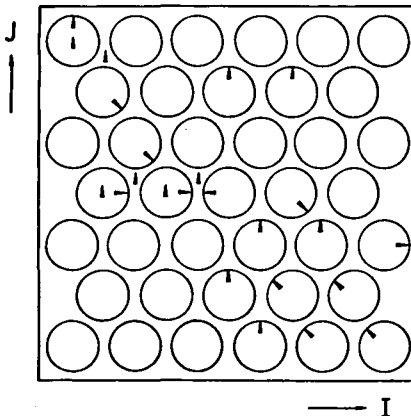


Bild 5.4: Verteilung der Meßfühler über einem Modellgrundriß

zu erfassen, weil die Rohre symmetrisch auf der Grundplatte angeordnet sind.

Weiterhin werden Thermoelemente in verschiedenen Rohrhöhen angebracht. Die Wandtemperaturverteilung wird über eine Meßanordnung ermittelt, wie sie in Bild 5.5 skizziert ist. Es werden in je 5mm Abstand Sacklöcher für die Thermoelementspitzen gebohrt. Die Elemente werden auf der gegenüberliegenden Rohrseite mit Hochtemperaturzement fixiert, damit sie sich nicht aus ihren Positionen lösen können.

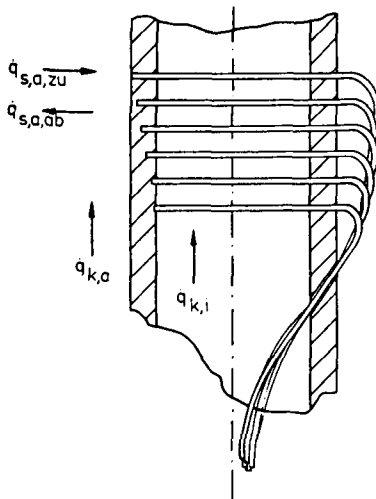


Bild 5.5: Anordnung der Meßstellen zum Erfassen der Wandtemperaturverteilung in Keramikrohren

Die Meßpunkte, die sich dicht an der Innenrohroberfläche befinden, unterliegen einer starken Wärmeableitung durch den Elementschaft. Bei der Diskussion der Meßergebnisse muß dieser Fehlereinfluß berücksichtigt werden.

### 5.3 Die Versuchsdurchführung

Der Versuchsablauf ist gekennzeichnet durch eine vier bis sechs Stunden lange Aufheizzeit des Gesamtsystems auf die Ausgangstemperaturverteilung zum Versuchsbeginn. Die Aufheizgeschwindigkeit des Modells hängt von der

Masse, d.h. von der Anzahl der verwendeten Rohre, ab. Als Ausgangslage vor Versuchsbeginn wird eine möglichst konstante räumliche Temperaturverteilung im Modell angestrebt. Schon in der Aufheizphase wird über die Digitalanzeige der Datenerfassungsanlage das Temperaturfeld verfolgt. Kurz vor Versuchsbeginn bei Temperaturen von maximal  $860^{\circ}\text{C}$  in der Versuchskammer wird die Energiezufuhr abgestellt und alle vorhandenen Öffnungen in der Haube geschlossen. In der folgenden Zeit überläßt man das System sich selbst. Große Temperaturunterschiede gleichen sich aus. Dabei sinkt das Temperaturniveau auf einen mittleren Wert von ca.  $820^{\circ}\text{C}$ . Vor Abheben der Haube vom Modell beginnt die Registrierung der Temperaturen.

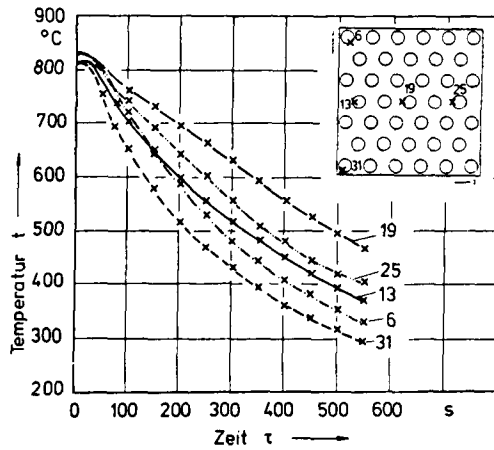
Danach kühlt sich das Rohrbündel in der freien Umgebung ab. Während dieser Zeit werden die Temperaturen aufgenommen und über die Datenerfassungsanlage im Abstand von 25 Sekunden abgefragt. Der Versuch ist nach einer Abkühlungszeit von 10 Minuten beendet. Zum Abschluß des Versuches wird untersucht, ob sich die eingebauten Thermoelemente aus ihrer Position gelöst haben.

#### 5.4 Meßergebnisse

Es liegen Meßergebnisse für Rohrbündel vor, die die gleichen geometrischen Abmaße aufweisen, wie sie in den Rechnungen zugrunde gelegt worden sind. Die während der Versuche auftretenden Meßfehler werden bei der Diskussion der Ergebnisse erwähnt, sofern sie von entscheidender Bedeutung sind.

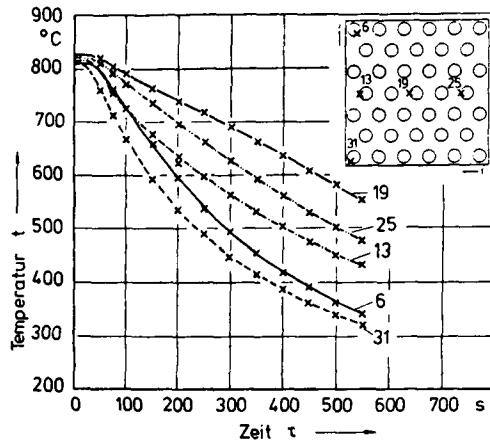
Die Meßergebnisse über das instationäre Verhalten der Rohrbündel weisen die gleichen Tendenzen auf, wie sie den Rechenergebnissen zu entnehmen sind. Darum werden exemplarisch anhand einiger Beispiele Abhängigkeiten dargestellt, die sich allein aus den Versuchsergebnissen ableiten lassen.

Die ermittelten Abkühlungsgeschwindigkeiten sind durch einen Temperaturhaltepunkt zu Beginn des Abkühlungsversuches gekennzeichnet (Bild 5.6 und 5.7), da während des zweiten Abfragezyklus der Meßeinrichtung die Haube abgehoben wurde. Die Temperaturunterschiede der einzelnen Meßpunkte zur Zeit  $\tau = 0 \text{ s}$  sind systembedingte Fehler. Sie haben eine maximale Schwankungsbreite von 20 K.



**Bild 5.6:** Zeitlicher Verlauf der Rohroberflächentemperatur bei Messungen in mittlerer Rohrhöhe:

Modell OD: DI = 40mm; D = 42mm Material: Fe



**Bild 5.7:** Zeitlicher Verlauf der Rohroberflächentemperatur bei Messungen in mittlerer Rohrhöhe:

Modell MD: DI = 40mm; D = 42mm Material: Fe

Die Meßergebnisse, dargestellt in den Bildern 5.6 und 5.7, gelten für zwei gleiche Rohrbündel. Der Unterschied besteht darin, daß in einem Fall eine Deckplatte aufgelegt worden war. Die Abkühlungsgeschwindigkeiten zeigen in der Bündelmitte beim Vergleich beider Versuchsergebnisse die größten Unterschiede. Zur Randzone hin nähern sich die Temperaturverteilungen an, was auf den geringer werdenden Einfluß zurückzuführen ist, mit dem die Deckplatte die freie Konvektion behindert.

Die Temperaturen über der Rohrlänge nehmen von unten nach oben hin ab und zeigen die gleichen Tendenzen wie die Ergebnisse aus den Rechnungen (Kap. 4.5.2). Im Außenbereich werden am oberen Rohrende etwas höhere Temperaturen als in der Mitte der Rohre gemessen. Der Grund liegt in der Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  längs des Weges bei freier Konvektion an senkrechten Platten und Rohren /20/.

Nur an Keramikrohren sind Messungen vorgenommen worden, die das Rohrwandtemperaturprofil entsprechend der Meßanordnung nach Bild 5.5 beschreiben. Die Rohre in der Bündelmitte haben bei aufgelegter Deckplatte ein nach außen abfallendes Temperaturprofil mit 15 - 30 K Differenz. Dieser Wert steigt auf 70 K, wenn Rohre des Außenbereiches untersucht werden, weil hier die Strahlungsverluste groß sind.

Bei Messungen an oben offenen Rohren treten an den Thermoelementen, die die Rohrrinnenoberflächentemperatur erfassen sollen, Wärmeableitfehler auf, da sie eine zu geringe Kontaktfläche zum Keramikmaterial haben. Aus Meßgenauigkeitsuntersuchungen wurde festgestellt, daß die Elemente ca. 30 K niedrigere Temperaturen auf Grund der konvektiven Wärmeabfuhr anzeigen. Unter Berücksichtigung dieses Fehlers stellen sich näherungsweise parabelförmige Temperaturverteilungen in der Rohrwand ein.

## 5.5 Freie Konvektion

In Kap.4.3.2 sind Verteilungen für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Geometrie theoretisch abgeleitet worden, wobei Erkenntnisse aus Vorversuchen mittels Rauchentwicklung berücksichtigt worden sind. Eine Bestätigung läßt sich bei der Auswertung der Versuchsergeb-

nisse gewinnen. Dazu werden für jede Bündelanordnung drei Versuche durchgeführt, wobei die Lage der Thermoelemente bei keinem Versuch verändert wird. Es wurde mit folgenden Versuchsbedingungen gearbeitet:

1. ohne Deckplatte (OD offen)
2. ohne Deckplatte, aber mit abgedeckten Rohröffnungen (OD geschl.)
3. mit Deckplatte (MD)

Bei gleichen Versuchsbedingungen ergeben sich durch diese geometrischen Veränderungen unterschiedliche Abkühlungsgeschwindigkeiten. Daraus lassen sich die zeitlichen Verteilungen von Temperaturdifferenzen berechnen, wenn bei zwei Versuchsvariationen die Temperaturen am gleichen Ort verglichen werden. Bild 5.8 zeigt eine vergleichende Darstellung der drei Möglichkeiten. Mit diesen Angaben kann der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnet werden.

Die ausgespeicherte Wärme ist Grundlage der rechnerischen Bestimmung und wird zwischen zwei Meßzyklen  $\Delta\tau$  durch

$$\Delta\dot{Q} = m \cdot c \cdot \frac{\Delta t_{\tau}}{\Delta\tau} \quad (5.2)$$

beschrieben. Für einzelne Segmente wird nach Gl. 5.2 der ausgespeicherte Differenzwärmestrom  $\Delta\dot{Q}$  in jedem einzelnen Versuch bestimmt. Anschließend werden die örtlich und zeitlich zueinandergehörigen Differenzwärmeströme miteinander verglichen. Daraus wird für jeweils zwei Versuchsvarianten mit

$$\Delta\dot{Q}_k = \alpha_k \cdot A \cdot \Delta t_{MD-OD} \quad (5.3)$$

ein Maß für die konvektive Behinderung erhalten. Der örtliche Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_k$  kann somit unter Verwendung der in Bild 5.8 dargestellten Temperaturdifferenzen errechnet werden.

In Tabelle 5.1 werden Ergebnisse gezeigt, die für zwei ausgewählte Orte eines speziellen Rohrbündels gelten.

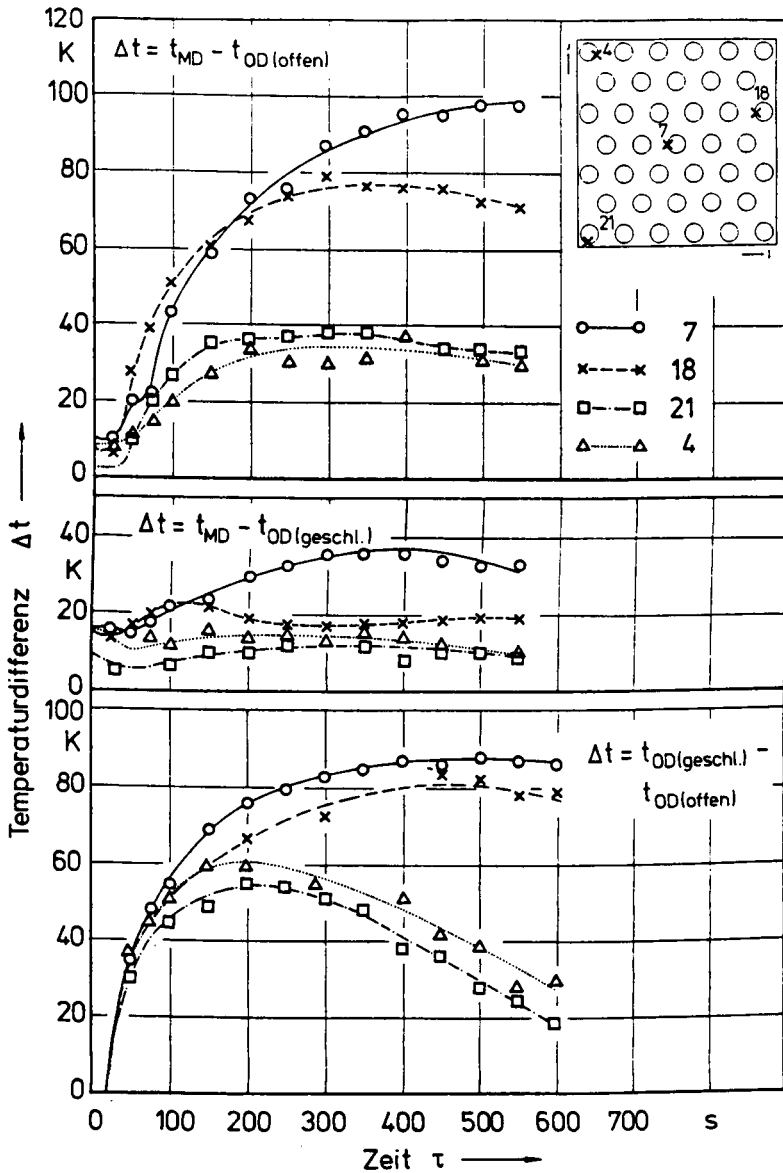


Bild 5.8: Zeitlicher Verlauf von Temperaturdifferenzen an vier Meßpunkten bei drei Versuchsanordnungen  
 Modell: MD, OD offen, OD geschl.; DI = 40mm, D = 41mm  
 Material: K

	Gesamt - konvektive Behinderung $\Delta\alpha_{MD} - OD_{\text{offen}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Konvektive Behinderung an der Rohr - oberfläche $\Delta\alpha_{MD} - OD_{\text{geschl.}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Konvektion im Rohrinneren $\alpha_{OD_{\text{geschl.}}} - OD_{\text{offen}}$ [W/m <sup>2</sup> K]
Mittelstab	10 - 16	3 - 10	15
Eckstab	6 - 10	0	9 - 11

Tabelle 5.1: Rechnerische Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten-  
änderung über dem Modellquerschnitt aus Meßwerten für  
DI = 40mm, D = 41mm und K - Rohre

Sie zeigen die gleichen Tendenzen, wie sie aus Abschätzungen der theoretischen Untersuchungen gewonnen wurden. Der Grund für die Schwankungsbreite der ermittelten Werte liegt in den ungleichen Anfangstemperaturverteilungen im Rohrbündel bei Versuchsbeginn. Nach ca. 100 s hat eine Angleichung der Temperaturen stattgefunden.

## 5.6 Fehlerbetrachtung

Die Größe der auftretenden Meßfehler (Kap. 5.2.1) muß abgeschätzt werden. Für den dynamischen Meßfehler kann der Wert der Zeitkonstanten nach /36/ zu 3,3 s bestimmt werden. Über eine Energiebilanz /77/ wird der vom Thermoelement angezeigte Temperaturwert durch die Differentialgleichung

$$t_{Th} = T \frac{dt_{Th}}{dt} + t_w \quad (5.4)$$

unter Verwendung der Zeitkonstanten beschrieben. Bei maximalen Abkühlungsgeschwindigkeiten von 3,5 K/s errechnet sich daraus eine Temperaturdifferenz von ca. 12 K als dynamischer Meßfehler.



Wegen des guten Kontaktes zwischen Rohrwand und Element wurden aus Vorversuchen Wärmeableitfehler bestimmt, die unterhalb 20 K lagen.

Durch einen Positionierungsfehler der Elementspitze, der durch Wärmeleitung hervorgerufen wird, tritt eine zeitliche Verschiebung bei der Anzeige der wahren Temperaturen ein. Dieser Unterschied wird durch ein Totzeitglied beschrieben. Seine Bestimmung erfolgt über eine Energiebilanz

$$c \cdot \rho \cdot s \frac{dt_w}{dt} = \dot{q}_{zu} - \dot{q}_{ab} \quad (5.5)$$

für ein Rohrwandsegment, in dem der Meßfühler um die Strecke  $s$  vom Meßort entfernt liegt.

Unter Berücksichtigung eines Gesamtwärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha_{ges} = \alpha_s + \alpha_k \quad (5.6)$$

mit dem Strahlungsanteil  $\alpha_s = 98 \text{ J/m}^2 \text{ s K}$  und dem Anteil für Konvektion  $\alpha_k = 15 \text{ J/m}^2 \text{ s K}$  wird die Größe des Totzeitgliedes im Eisenrohr

$$T = \frac{c \cdot \rho \cdot s}{\alpha_{ges}} \quad (5.7)$$

zu ca. 40 s berechnet. Dabei wird die Annahme zugrunde gelegt, daß die Elementspitze 1mm vom Meßort entfernt ist.

Bei mittleren Abkühlungsgeschwindigkeiten von ca. 1 K/s liegt die maximale Abweichung 50 K über der wahren Temperatur, wenn Fehler dynamischer Art und falscher Positionierung berücksichtigt werden. Der Temperaturwert, der durch die Wärmeableitung beeinflusst wird, eilt dem wahren Wert voraus, so daß dadurch der Gesamtmeßfehler verringert wird.

## 6. Vergleich von Rechen- und Meßergebnissen

Die Genauigkeit der Berechnung des instationären Wärmeüberganges im Rohrbündel wird durch den Vergleich mit Meßergebnissen erfaßt, wobei der vorhandene Meßfehler berücksichtigt werden muß. Neben den Rechenergebnissen aus dem in Kap. 4.2.4 dargestellten mathematisch - physikalischen Modell werden Ergebnisse aus vereinfachten Ansätzen untersucht. Sie beziehen sich einmal auf den reflektierten Anteil der durch Strahlung ausgetauschten Wärme und andererseits auf den Einfluß der konvektiv abgeführten Energie.

### 6.1 Das Abkühlungsverhalten

Mit den gemessenen Temperaturverteilungen werden die Bedingungen in einem Rohrsegment am genauesten erfaßt. Die gemessenen Temperaturwerte liegen über den wirklichen Zuständen und werden durch die in Kap. 5.2.1 diskutierten Fehler hervorgerufen. Die maximale Abweichung kann bis zu 50 K betragen, wenn grobe Positionierungsfehler und der dynamische Meßfehler wirksam werden. Unter Berücksichtigung dieser Tatsache kann die Schwankungsbreite angegeben werden, in der die wirklichen Temperaturen liegen (Bild 6.1). Der Gesamtmeßfehler ist deutlich kleiner, weil die Fehlereinflüsse durch die Wärmeableitung und die Positionierung in der Tendenz gegenläufig sind.

Der Berechnung des instationären Abkühlungsverhaltens liegt die Annahme zugrunde, daß mit der Wärmestrahlung der Hauptanteil der ausgetauschten Energien im Rohrbündel erfaßt wird. Am Beispiel des Mittelrohres eines Eisenrohrbündels zeigt sich, daß zu Beginn des Abkühlungsvorganges die errechnete Temperaturverteilung in der Meßfehlerbereichsgrenze liegt (Bild 6.1). Erst nach einer Abkühlungszeit von 400 s macht sich der Einfluß der nicht exakt zu bestimmenden freien Konvektion bemerkbar. Der Grund liegt darin, daß die Werte für die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  nur in bestimmten Bandbreiten angegeben werden können, weil einerseits die theoretischen Ansätze die komplizierten Strömungsvorgänge im Rohrbündel nicht genau erfassen und andererseits die aus den Meßergebnissen berechneten Werte Unterschiede aufweisen.

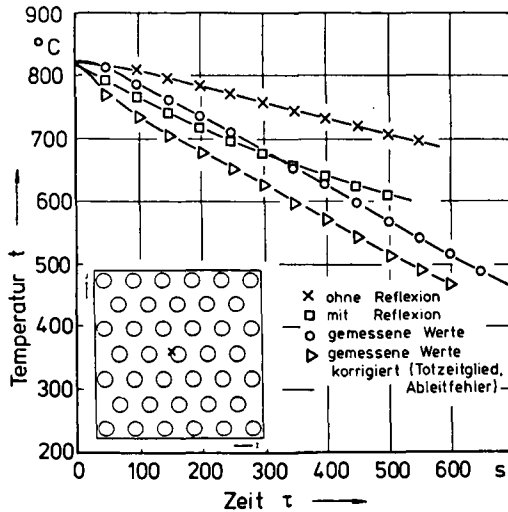


Bild 6.1: Vergleich berechneter und gemessener Abkühlungsgeschwindigkeiten des Zentralrohres:

Modell OD: DI = 40mm; D = 42mm Material: Fe

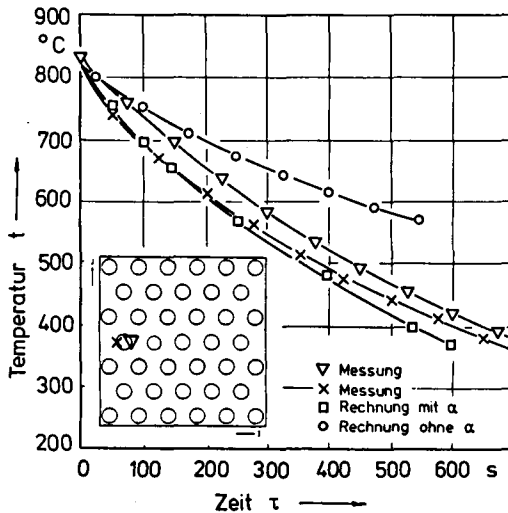


Bild 6.2: Vergleich berechneter und gemessener zeitlicher Temperaturänderungen eines Randrohres:

Modell OD: DI = 40mm; D = 42mm Material: Fe

Um den dadurch auftretenden Fehler zu erfassen, wird es notwendig, den Gesamteinfluß der freien Konvektion auf das Abkühlungsverhalten des Rohrbündels zu untersuchen. Das wird durch zwei getrennte Berechnungen erreicht, wobei das Programm einmal mit und einmal ohne konvektiven Teil verwendet wird (Bild 6.2).

Aufgrund der unterschiedlichen Temperaturverteilungen der beiden Berechnungsverfahren wird deutlich, daß bei einer Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_k$  um 10%, die ermittelten Ergebnisse noch gute Näherungen zu den Meßergebnissen zeigen. Mit zunehmender Nähe der Rohre zur Bündelmitte verliert der konvektive Anteil seinen Einfluß auf den Gesamtwärmeübergang.

Der Einfluß der Reflexion wird aus Bild 6.1 ersichtlich. Hier zeigen die Ergebnisse aus Berechnungen ohne Berücksichtigung dieses Vorganges deutlich verzögertes Abkühlungsverhalten gegenüber denen, die unter Einbeziehung der Reflexion ermittelt wurden. Dieser Unterschied ist auf einen erhöhten Streubereich der reflektierten Energie zurückzuführen.

Die Rohrbündel aus Keramikmaterial zeigen wegen der geringeren Dichte der Keramik stärkere Abkühlungsgeschwindigkeiten (Bild 6.3) als vergleichbare Anordnungen mit Eisenrohren (Bild 6.1 und 6.2). Die Rechenergebnisse weisen besonders zu Beginn der Abkühlungsphase im höheren Temperaturbereich eine gute Übereinstimmung mit den Tendenzen der Messungen auf.

Für Rohre am Bündelrand sind die Umfangstemperaturverteilungen durch zwei um  $180^\circ$  versetzt angeordnete Meßpunkte erfaßt worden. Da diese Orte einmal zur Bündelmitte und andererseits in die freie Umgebung weisen, werden die auf dem Rohrumfang größten Temperaturunterschiede ermittelt (Bild 6.3). Die berechneten Temperaturverteilungen liegen tendenziell gut in dem Bereich, der von den Meßergebnissen erfaßt wird.

In Tabelle 8.14 des Anhangs werden die Temperaturunterschiede zwischen errechneten und gemessenen Ergebnissen angegeben. Sie gelten für je ein Eckrohr und das Zentralrohr bei allen geometrischen Variationen sowie den beiden verwendeten Materialien.

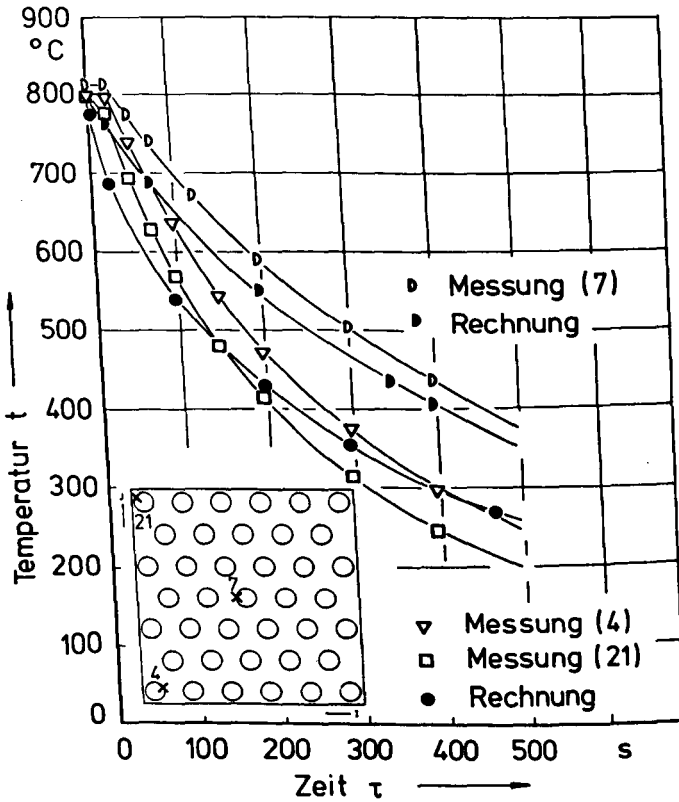


Bild 6.3: Berechnete und gemessene zeitliche Temperaturverteilungen von Keramikrohren:  
Modell OD ; DI = 40mm ; D = 41mm

## 6.2 Der Wärmeübergangskoeffizient

Der Vergleich der Rechen- und Meßergebnisse dient weiterhin der Bestätigung für die verwendeten Wärmeübergangskoeffizienten.

Die Bestimmung der freien Konvektion im Rohrrinneren ohne Deckplatte erfolgt aus den Meßergebnissen nach Kap. 5.5.

Die freie Konvektion zwischen den Rohren wird durch folgende Kriterien bestimmt:

1. Abstand der Rohre
2. Durchmesser der Rohre
3. Deckplatte

Die Verteilungen des Wärmeübergangskoeffizienten über der Rohrhöhe werden in Bild 4.21 dargestellt. Sie gelten für Rohre der Bündelmittle mit und ohne Deckplatte. Je dichter die Rohre am Rand liegen, desto ungestörter kann sich das Strömungsprofil ausbilden, so daß im Außenbereich längs der Rohrhöhe eine konstante Wärmeabfuhr durch freie Konvektion angenommen werden kann (Tab.5.1).

Eine Durchmesserergrößerung wirkt sich so aus, daß der Raum zwischen den Rohren verkleinert wird und somit in der Bündelmittle durch die Überlagerung und stärkere Beeinflussung der Strömungsformen der konvektive Einfluß verändert wird. Für das Mittelrohr ergeben sich darum bei grösseren Durchmessern geringere Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  als bei kleineren (Bild 6.4).

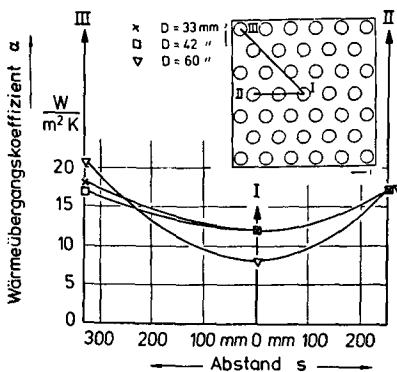


Bild 6.4: Einfluß des Durchmessers auf die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  über dem Modellquerschnitt:  
Material Fe; DI = 40mm;  
Modell OD

Wenn das Verhältnis von Abstand zu Durchmesser groß genug ist, bewirkt eine Durchmessereränderung keine nennenswerten Unterschiede mehr in der konvektiven Verteilung. Ebenso wenig macht sich im Außenbereich der Rohrbündel eine Durchmessereränderung bemerkbar.

Eine Abstandserweiterung in einem Rohrbündel ohne Deckplatte ist nur

in den Bereichen  $DI / D < 0,67$  wirksam und entspricht dem Verhalten einer Durchmesseränderung nach Bild 6.4.

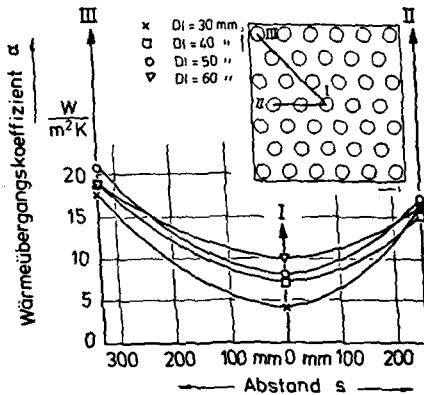


Bild 6.5: Rechnerische Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  über dem Modellquerschnitt bei verschiedenen Rohrabständen:  
Material Fe ;  $D = 33\text{mm}$  ;  
Modell: MD

Bei aufgelegter Deckplatte tritt wegen der zusätzlichen Behinderung des Strömungsprofils ein Speichereffekt auf. Dadurch wird die Konvektion im Bündelinneren stark beeinträchtigt. Selbst bei großen Rohrabständen  $DI$  sind deutliche Änderungen des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  über dem Querschnitt festzustellen (Bild 6.5). Die Randwerte dagegen zeigen bei jeder Bündelanordnung gleiches Verhalten (Bild 6.4 und 6.5).

## 7. Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war die modellmäßige Beschreibung des Wärmeaustausches in parallelen Rohrbündeln unter besonderer Berücksichtigung der Wärmestrahlung, wobei im Gegensatz zu den in der Literatur bekannten zweidimensionalen Lösungsansätzen eine räumliche Betrachtungsweise zugrunde gelegt wurde. Mit daraus erzielten Ergebnissen werden die Einflüsse auf den Wärmeaustausch in Dampferzeugerrohrbündeln und ebenso die Verhältnisse in brennbaren Konfigurationen erfaßt.

Bedingt durch den Charakter der Wärmestrahlung einerseits und der verwendeten komplexen Geometrie andererseits wird eine geschlossene Lösung des Problems erschwert. Aus den in der Literatur bekannten Ansätzen wird eine algebraische Methode als Lösungsmöglichkeit verwendet. Die Rohroberflächen werden dazu segmentiert und der gegenseitige Wärmestrahlungsaustausch der Segmente untereinander beschrieben.

Eine wichtige Größe zur Erfassung der ausgetauschten Wärme ist die Absorptionszahl. Ihre Größe wird beeinflußt durch die Geometrie des Rohrbündels und die Material- und Oberflächeneigenschaften der verwendeten Rohre. Die Bestimmung der Absorptionszahlen erfolgt über ein statistisches Verfahren, die Monte Carlo Methode.

Im ersten Teil der Arbeit werden die Absorptionszahlen mit einem FORTRAN IV - Rechenprogramm ermittelt. In Abhängigkeit von den gewählten Parametern werden die Ergebnisse diskutiert.

Diese werden mit den aus der Literatur bekannten Rechenergebnissen für parallele Rohre verglichen und tendenziell bestätigt, wobei die Einschränkung zu machen ist, daß diese lediglich für zweidimensionale Anordnungen unendlicher Länge gelten.

Unter Verwendung der Absorptionszahlen wird der instationäre Wärmeübergang im Rohrbündel für jedes einzelne Rohrsegment über Energiebilanzen beschrieben.

Neben der Wärmestrahlung wird der Einfluß der freien Konvektion unter-



sucht. Dazu wird der Wärmeübergangskoeffizient über bekannte theoretische Ansätze aus ähnlich behandelten Problemen bestimmt. Weiterhin wird seine Größe durch Rauchversuche abgeschätzt. Ein Vergleich mit Versuchsergebnissen führt zu einer guten Übereinstimmung.

Im zweiten Teil der Arbeit wird das instationäre Abkühlungsverhalten von Rohrbündeln untersucht, wobei Wärmestrahlung und freie Konvektion zwischen den Rohren und Wärmeleitung in der Rohrwand berücksichtigt werden. Dazu wurde ein weiteres Programm erstellt, dessen Ergebnisse die zeitvarianten Temperaturen aller Segmente beschreiben, wobei für das Bündel beliebige Rohrgeometrien vorgegeben werden. Diese werden durch eine Rohrdurchmesservariation und eine Rohrteilungsveränderung bei gleicher Grundplatte erreicht. Untersuchungen für Bündel ohne und mit aufgelegter Deckplatte dienen der Abschätzung des Anteils der freien Konvektion am gesamten Wärmeaustausch. In Abhängigkeit von der Geometrie und den verwendeten Materialien (Stahl und Keramik) werden unterschiedliche Abkühlungsgeschwindigkeiten errechnet.

Im Gegensatz zum Stahl wird beim Keramikmaterial wegen der geringeren Wärmeleitfähigkeit die Temperaturverteilung in der Wand bestimmt. Die Bestätigung der Ergebnisse erfolgt über eine Energiebilanz, in der die insgesamt von einer Segmentoberfläche abgeführten Energien und die aus dem Material ausgespeicherte Energie verglichen werden.

Parallel zu den Rechnungen sind Messungen durchgeführt worden, die in ihren Randbedingungen mit denen der Rechnung annähernd übereinstimmen. Das Modell der Rohre wird auf eine einheitliche Ausgangstemperatur aufgeheizt und plötzlich der freien Umgebung ausgesetzt. Meßfühler erfassen die zeitliche Temperaturänderung an verschiedenen Orten über der Grundplatte, der Höhe und der Rohrwanddicke.

Der Vergleich von Rechnung und Messung erfolgt, nachdem die Meßwerte auf Fehlereinflüsse dynamischer und statischer Art untersucht und gegebenenfalls korrigiert worden sind. Auf die Art der Meßfühleranordnung wird eingegangen, da unter extremen Bedingungen Ergebnisse mit großen Abweichungen zur wirklichen Temperatur gemessen werden können.

Der Vergleich der theoretisch und experimentell ermittelten zeitlichen Temperaturänderungen zeigt, daß die Temperaturverteilungen in einem Rohrbündel gut vorausberechenbar sind. Der Hauptanteil der im Rohrbündel ausgetauschten Wärme wird im untersuchten Temperaturbereich durch Strahlung hervorgerufen, so daß die genaue Bestimmung der Absorptionzahlen entscheidend für den Wärmeaustausch ist.

Aufbauend auf der dargestellten Modellbildung der Wärmestrahlungsausbreitung kann bei weiterführenden Untersuchungen unter Einbeziehung temperaturabhängiger Stoffwerte brennbarer Materialien der natürliche Brand in beliebigen Konfigurationen erfaßt werden.

## 8. Anhang

### Absorptionszahlen verschiedener Geometrien

In Kap. 4.2.4.2 wird das Programm zur Ermittlung von Absorptionszahlen in beliebig versetzt angeordneten Rohrbündelmodellen beschrieben und in Kap. 2.4.5 werden die Ergebnisse diskutiert, die im folgenden in Tabellenform dargestellt sind. Bild 8.1 zeigt die maßstäbliche Anordnung der vier Grundmodelle mit den verwendeten Abständen DI bei gleichem Durchmesser der Rohre.

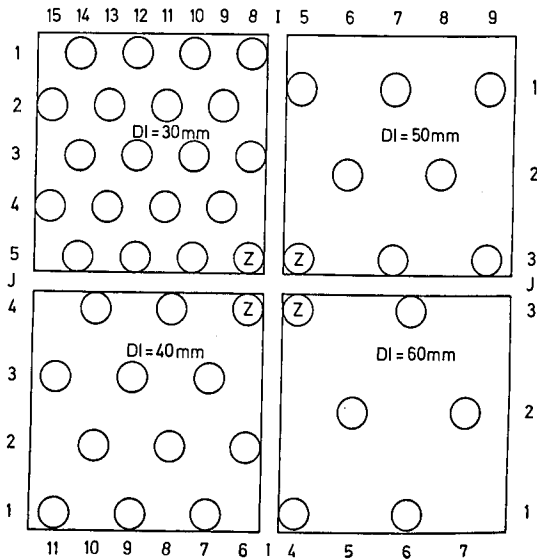


Bild 8.1: Grundriß der Modelle (jeweils ein Viertel) für die Abstände DI = 30, 40, 50, 60mm bezogen auf das Zentralrohr Z

Es ist jeweils ein Viertel der Grundplatte gezeichnet, da die Ergebnisse in allen vier Quadranten gleich sind. Zur Unterscheidung der Ergebnistabellen werden die Durchmesser D variiert und bei jedem festen Durchmesser die vier Höhensegmente L zur strahlenden Ebene L = 8 angegeben.

Es wird auf die Angaben der Energieanteile verzichtet, die das Rohrbün-

del seitlich verlassen. Die Ergebnisse sind für das Zentralrohr am Höhensegment  $L = 8$  ermittelt worden. Bei der Wahl eines anderen Bezugssegmentes ändern sich die seitlich das Rohrbündel verlassenden Energieanteile, während die Absorptionszahlen bei vergleichbarer geometrischer Anordnung erhalten bleiben (Kap. 4.2.5).

Die Ergebnisse der nachfolgenden Tabellen 8.1, 8.5 und 8.9 sind auf jedes Höhensegment anwendbar. Die Tabellen für das Höhensegment  $L = 8$  gelten für alle Bezugsebenen im Rohrbündel. Die Absorptionszahlen für darunter und darüber liegende Segmente werden aus den folgenden Tabellen (8.2-8.4, 8.6-8.8 und 8.10-8.12) entnommen.

In den Tabellen 8.9-8.12 ist ein Tabellenteil nicht ausgefüllt, weil wegen der Bedingung  $D > 2 \times DI$  die Rohre sich berühren würden.

DI = 30mm

.000050		.000050		.000443		.000050
	.000443		.000266		.003685	
.000050		.003300		.001712		.023901
	.003300		.023901		0.067904	
.000266		.001712		.067904		.023056

	.001304		.040468		.008922
.004654		.013835		.040468	
	.004654		.001304		.013835
.000922		.000317		.004456	

DI = 40mm

DI = 50mm

.008722		.000848		.003583
	.025807		.008722	
.004711		.025807		.000848

.002908		.017508	
	.017508		.005640
.005640		.000528	

DI = 60mm

Tabelle 8.1: Berechnete Absorptionzahlen  $\varphi$  : Durchmesser D = 33.7 mm  
Höhensegment L = 8  
Emissionsgrad  $\epsilon$  = 0.8

DI = 30mm

.000036		.000036		.000367		.000036
	.000367		.000191		.002164	
.000036		.001958		.000910		.007968
	.001958		.007968		.006299	
.000191		.000910		.006299		.005098

	.000969		.008178		.004033
.003422		.007228		.008178	
	.003422		.000969		.007228
.000792		.000235		.003247	

DI = 40mm

DI = 50mm

.005631		.000676		.002832
	.008392		.005631	
.002922		.008392		.000676

.002239		.007627	
	.007627		.004144
.004144		.000510	

DI = 60mm

Tabelle 8.2: Durchmesser  $D = 33.7 \text{ mm}$   
Höhensegment  $L = 7$   
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$

DI = 30mm

.000025		.000025		.000170		.000025
	.000170		.000096		.000718	
.000025		.000611		.000340		.001356
	.000611		.001356		.000690	
.000096		.000340		.000690		.000833

	.000501		.001269		.001206
.001681		.002044		.001269	
	.001681		.000501		.002044
.000465		.000131		.001581	

DI = 40mm

DI = 50mm

.002152		.000495		.001760
	.001544		.002152	
.001150		.001544		.000495

.000997		.001803	
	.001803		.002056
.002056		.000263	

DI = 60mm

Tabelle 8.3: Durchmesser D = 33.7 mm  
Höhensegment L = 6  
Emissionsgrad  $\epsilon$  = 0.8

DI = 30mm

.000020		.000020		.000086		.000020
	.000086		.000042		.000215	
.000020		.000198		.000071		.000343
	.000198		.000343		.000171	
.000042		.000071		.000171		.000204

DI = 50mm

.000900		.000289		.000926
	.000533		.000900	
.000611		.000533		.000289

	.000214		.000396		.000400
.000761		.000680		.000396	
	.000761		.000214		.000680
.000329		.000090		.000733	

DI = 40mm

.000589		.000609	
	.000609		.001032
.001032		.000247	

DI = 60mm

Tabelle 8.4: Durchmesser D= 33.7 mm  
Höhensegment L = 5  
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$



DI = 30mm

.000021		.000021		.000155		.000021
	.000155		.000111		.001340	
.000021		.001458		.001086		.026000
	.001458		.026000		.088812	
.000111		.001086		.088812		.039769

	.001361		.055443		.016500
.003319		.018307		.055443	
	.003319		.001361		.018307
.000454		.000222		.003220	

DI = 40mm

DI = 50mm

.011486		.001032		.003733
	.035861		.011486	
.007542		.035861		.001032

.004722		.024073	
	.024073		.007485
.007485		.000722	

DI = 60mm

Tabelle 8.5: Berechnete Absorptionszahlen  $\varphi$  : Durchmesser D = 42.3 mm  
Höhensegment L = 8  
Emissionsgrad  $\epsilon$  = 0.8

DI = 30mm

.000010		.000010		.000116		.000010
	.000116		.000094		.000777	
.000010		.000857		.000555		.006218
	.000857		.006218		.005052	
.000094		.000555		.005052		.004736

	.000924		.008923		.005782
.002343		.008659		.008923	
	.002343		.000924		.008659
.000441		.000211		.00220	

DI = 40mm

DI = 50mm

.007203		.000949		.003009
	.009927		.007203	
.004395		.009927		.000949

.003065		.011500	
	.011500		.005562
.005562		.000657	

DI = 60mm

Tabelle 8.6: Durchmesser D = 42.3 mm  
Höhensegment L = 7  
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$

DI = 30mm

.000006		.000006		.000060		.000006
	.000060		.000028		.000249	
.000006		.000256		.000154		.000955
	.000256		.000955		.000481	
.000028		.000154		.000481		.000639

DI = 50mm

.002704		.000523		.001780
	.001792		.002704	
.001529		.001792		.000523

	.000434		.001256		.001278
.001067		.002211		.001256	
	.001067		.000434		.002211
.000268		.000100		.001007	

DI = 40mm

.001375		.002164	
	.002164		.002564
.002564		.000477	

DI = 60mm

Tabelle 8.7: Durchmesser D = 42.3 mm

Höhensegment L = 6

Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$

DI = 30mm

.000006		.000006		.000024		.000006
	.000024		.000021		.000078	
.000006		.000080		.000042		.000188
	.000080		.000188		.000098	
.000021		.000042		.000098		.000144

	.000167		.000367		.000445
.000445		.000684		.000367	
	.000445		.000167		.000684
.000143		.000067		.000445	

DI = 40mm

DI = 50mm

.001027		.000311		.000885
	.000583		.001027	
.000646		.000583		.000311

.000688		.000704	
	.000704		.001161
.001161		.000320	

DI = 60mm

Tabelle 8.8: Durchmesser D = 42.3 mm  
Höhensegment L = 5  
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$

DI = 30mm

*						

	.000177		.089477		.043093
.000787		.020938		.089477	
	.000787		.000177		.020938
.000060		.000086		.000738	

DI = 40mm

DI = 50mm

.016952		.001022		.001783
	.060551		.016952	
.020519		.060551		.001022

.010058		.040335	
	.040335		.011881
.011881		.000851	

DI = 60mm

Tabelle 8.9: Berechnete Absorptionszahlen  $\varphi$  : Durchmesser D = 60.3 mm  
Höhensegment L = 8  
Emissionsgrad  $\epsilon$  = 0.8

\* D > 2 · DI

DI = 30mm


DI = 50mm

.009254		.000743		.001424
	.010890		.009254	
.007107		.010890		.000743

	.000462		.006554		.006153
.000542		.007835		.006554	
	.000542		.000462		.007835
.000067		.000057		.000543	

DI = 40mm

.005550		.012471	
	.012471		.008290
.008290		.000772	

DI = 60mm

Tabelle 8.10: Durchmesser D = 60.3 mm  
Höhensegment L = 7  
Emissionsgrad  $\epsilon$  = 0.8

DI = 30mm


DI = 50mm

.002851		.000378		.000773
	.001620		.002851	
.001667		.001620		.000378

	.000165		.000748		.000968
.000238		.001448		.000748	
	.000238		.000165		.001448
.000042		.000032		.000203	

DI = 40mm

.001945		.002453	
	.002453		.003392
.003392		.000514	

DI = 60mm

Tabelle 8.11: Durchmesser D = 60.3 mm  
Höhensegment L = 6  
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$

DI = 30 mm


DI = 50 mm

.000948		.000191		.000392
	.000453		.000948	
.000500		.000453		.000191

	.000050		.000165		.000241
.000094		.000384		.000165	
	.000094		.000050		.000384
.000028		.000012		.000078	

DI = 40 mm

.000799		.000742	
	.000742		.001425
.001425		.000291	

DI = 60 mm

Tabelle 8.12: Durchmesser D = 60.3 mm  
Höhensegment L = 5  
Emissionsgrad  $\epsilon = 0.8$



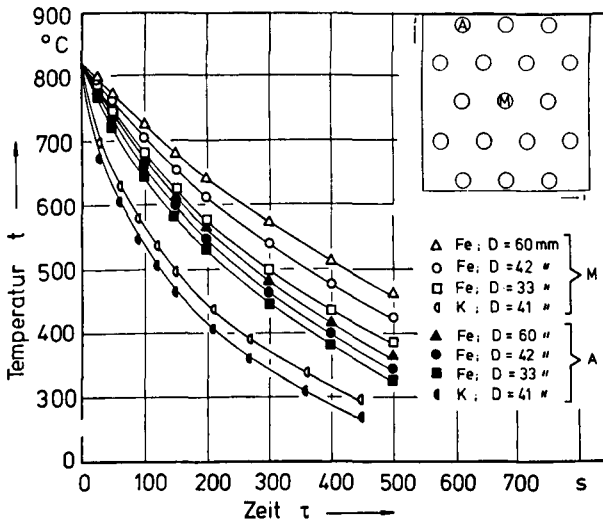


Bild 8.2: Berechnetes Abkühlungsverhalten zweier Orte eines Modelles:  
 Modell OD:  $DI = 60 \text{ mm}$ ;  $D = 60, 42, 41, 33 \text{ mm}$  Material: Fe, K

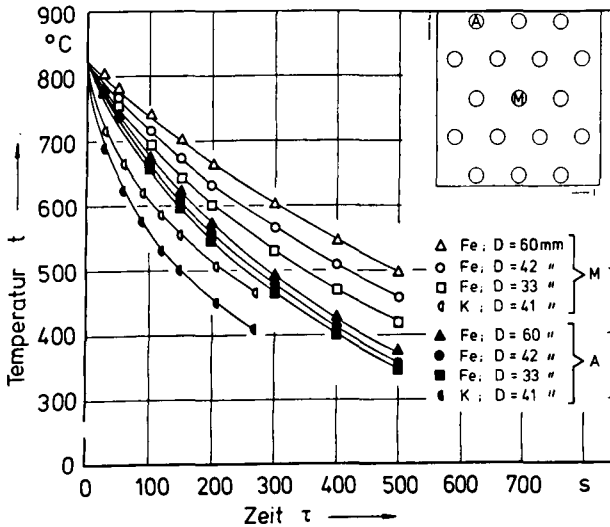


Bild 8.3: Abkühlungsverhalten (Rechnung) zweier Orte des Modelles MD:  
 $DI = 60 \text{ mm}$ ;  $D = 60, 42, 41, 33 \text{ mm}$  Material: Fe, K

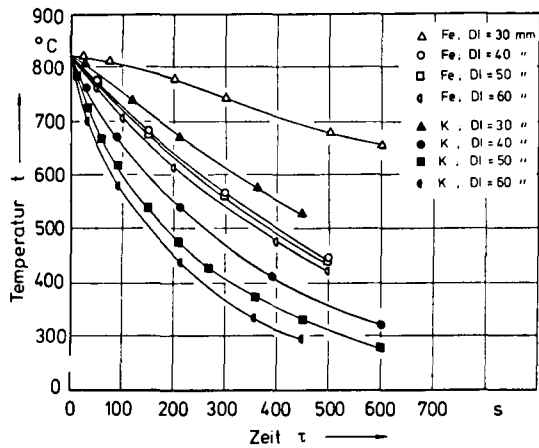


Bild 8.4: Berechnetes Abkühlungsverhalten des Zentralrohres verschiedener Materialien bei variiertem Abstand DI und bei gleichem Durchmesser: Modell OD:  $D = 42, 41\text{mm}$ ;  $DI = 30, 40, 50, 60\text{mm}$  Material: Fe, K

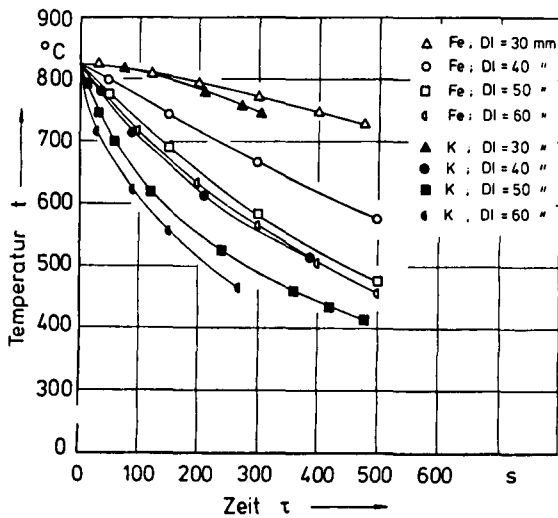


Bild 8.5: Berechnetes Abkühlungsverhalten des Zentralrohres verschiedener Materialien bei variiertem Abstand DI und bei gleichem Durchmesser: Modell MD:  $D = 42, 41\text{mm}$ ;  $DI = 30, 40, 50, 60\text{mm}$  Material: Fe, K

Abstand DI	Stab I, J	Deckplatte	$\dot{Q}_{\text{aussp.}}$ [J/s]	$\dot{Q}_{\text{ges, ab}}$ [J/s]	$\dot{Q}_{\text{S, a, zu}}$ [J/s]	$ \Delta \dot{Q} $ [J/s]
30	8,5	MD	15	47	792	32
	1,2		280	230	280	50
	8,5	OD	105	87	708	18
	1,2		282	275	256	7
40	6,4	OD	229	201	416	28
	1,1		328	319	123	9
	6,4	MD	159	177	467	18
	1,1		287	338	138	51
50	5,3	OD	289	269	248	20
	1,1		341	345	97	4
	5,3	MD	229	246	280	17
	1,1		360	300	112	60
60	4,3	OD	320	304	157	16
	2,1		345	349	93	4
	4,3	MD	261	267	177	6
	2,1		305	367	108	62

Tabelle 8.13: Energiebilanz für das mittlere Höhensegment nach der Abkühlungszeit  $\tau = 60$  s von Keramikrohren bei verschiedenen Geometrien und Orten im Modell

Abstand [Dl/mm]	Werk- stoff	Durch- messer [D/mm]	Stab I,J	OD	MD
				$ \Delta t/K $	$ \Delta t/K $
30	Fe	33	8,5	19	26
			1,2	23	19
		42	8,5	14	11
			1,2	22	14
	K	41	8,5	15	20
			1,2	30	10
40	Fe	33	6,4	50	18
			1,1	31	18
		42	6,4	60	44
			1,1	50	32
		60	6,4	63	46
			1,1	38	31
	K	41	6,4	2	30
			1,1	13	5
50	Fe	33	5,3	29	15
			1,1	9	24
		42	5,3	26	48
			1,1	2	8
	K	41	5,3	37	29
			1,1	29	28
60	Fe	33	4,3	18	10
			1,1	25	18
		42	4,3	37	48
			1,2	7	11
		60	4,3	22	24
			1,2	33	20
	K	41	4,3	33	34
			1,2	16	13
60	K	41	4,3	20	23
			1,2	12	16

Tabelle 8.14: Abweichung zwischen Rechnung und Messung nach 200 s  
Abkühlungszeit für das Zentralrohr und ein Eckrohr bei  
Verwendung aller Modelle

Winkel aus den Zufallszahlen:  $\alpha = 2 \pi R_\alpha$        $\beta = \arcsin \sqrt{R_\beta}$   
 $\gamma = 2 \pi R_\gamma$

Abstrahlpunkt:

$$P_1 \begin{cases} x_1 = x + R \cos \alpha \\ y_1 = y + R \sin \alpha \end{cases}$$

Auftreffpunkt (Rohrmitte):

$$P_2 \begin{cases} x_2 = (II - 1) \times DI + R \\ y_2 = (JJ - 1) \times DJ + R \end{cases}$$

Gedrehte Koordinaten:

$$\bar{x} = x \cos \alpha + y \sin \alpha$$

$$\bar{y} = -x \sin \alpha + y \cos \alpha$$

Richtung des Energiebündels:

$$\bar{y} = \bar{x} \tan \alpha_3 \quad \alpha_3 = AL - \alpha$$

Kreisgleichung:

$$(\bar{x} - \Delta \bar{x})^2 + (\bar{y} - \Delta \bar{y})^2 = R^2$$

Koordinaten des Auftreffpunktes:

$$\Delta \bar{x}_{13}, \Delta \bar{y}_{13}$$

Auftreffpunkt in der Höhe:

$$z_3 = \Delta \bar{y}_{13} \times \tan \gamma$$

Tabelle 8.15: Zusammenfassung der notwendigen Gleichungen zur Ermittlung des Auftreffpunktes eines Energieanteiles im Rohrbündel

9. Literaturverzeichnis

- /1/ Beckmann, P. ; Spizzichino, A. : The Scattering of Electromagnetic Waves from Rough Surfaces, Pergamon Press, London 1963
- /2/ Birkebak, R.C. : Monochromatic Directional Distribution of Reflected Thermal Radiation from Roughened Surfaces, Thesis, University of Minnesota, 1962
- /3/ Birkebak, R.C. ; Abdulkadir, A. : Random Rough Surface Model for Spectral Directional Emittance of Rough Metal Surfaces, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 19, S. 1039 - 1043, 1976
- /4/ Birkebak, R.C. ; Dawson, J. P. ; McCullough, B.A. ; Wood, B.E. : Hemispherical Reflectance of Metal Surfaces as a Function of Wavelength and Surface Roughness, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 10, S. 1225 - 1235, 1967
- /5/ Birkebak, R.C. ; Eckert, E.R.G. : Effects of Roughness of Metal Surfaces on Angular Distribution of Monochromatic Reflected Radiation, J. of Heat Transfer, S. 85 - 94, 1965
- /6/ Birkebak, R.C. ; Sparrow, E.M. ; Eckert, E.R.G. ; Ramsey, J.W. : Effect of Surface Roughness as the Total Hemispherical and Specular Reflectance of Metallic Surfaces, J. of Heat Transfer, S. 193 - 199, 1964
- /7/ Bobco, R.P. : Radiation Heat Transfer in Semigray Enclosures with Specularly and Diffusely Reflecting Surfaces, J. of Heat Transfer, S. 123 - 130, 1964
- /8/ Brannon, R.R. ; Goldstein, R.J. : Emittance of Oxide Layer on a Metal Substrate, J. of Heat Transfer, S. 257 - 263, 1970
- /9/ Brein, D. ; Schatz, H. : Modellbrandversuche zur Bestimmung des Brandablaufes von Feststoffbränden, AGF - Bericht 27, 1975

- /10/ Buckley, H. : On the Radiation from the Inside of a Circular Cylinder, Phil. Mag., Vol. 4, No. 23, S. 7, 1927
- /11/ Campbell, P.M. : Monte Carlo Method for Radioactive Transfer, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 10, S. 519 - 527, 1967
- /12/ Chang, Y.P. ; Lunardini, V.J. : A Rapid Iteration Method for Radiant Heat Exchange, J. of Heat Transfer, S. 581 - 583, 1969
- /13/ Clark, J.A. ; Korybalski, M.E. : Algebraic Methods for the Calculation of Radiation Exchange in an Enclosure, Wärme und Stoffübertragung, S. 31 - 44, 1974
- /14/ Corlett, R.C. : Direct Monte Carlo Calculation of Radiative Heat Transfer in Vacuum, J. of Heat Transfer, S. 376 - 382, 1966
- /15/ Crosbie, A.L. ; Sawheny, T.R. : Radiant Interchange in a Non-isothermal Rectangular Cavity, AIAA - J., Vol. 13, No. 4, S. 425 - 431, 1975
- /16/ DIN 4102 : Brandverhalten von Bauteilen, Ausgabe Sept. 1977
- /17/ DIN 5496 : Temperaturstrahlung, Juli 1971
- /18/ Dingle, J. : Die Bewertung der Einstrahlung in Kühlrohrgitter, Energie, Jahrg. 6, Nr. 8, S. 245 - 248, 1954
- /19/ Dobbernack, R. : Wärmespannung im keramischen Zyklonenbrenner, Wärme, Bd. 83, Heft 4, S. 51 - 52, 1977
- /20/ Eckert, E. : Wärme- und Stoffaustausch, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin 1966
- /21/ Eckert, E. : Technische Strahlungsaustauschrechnungen, VDI-Verlag, Berlin 1937
- /22/ Eckert, E. : Die Wertigkeit von Strahlungsheizflächen, Arch. für Wärmewirtsch. und Dampfkesselwes., Jahrg. 13, S. 241 - 242, 1932

- /23/ Eckert, E. : Bestimmung des Winkelverhältnisses beim Strahlungsaustausch durch das Lichtbild, Z. VDI, Bd. 79, S. 1495, 1935
- /24/ Eckert, E. ; Drake : Heat- and Mass Transfer, Mc Graw Hill, 1959
- /25/ Eckert, E. ; Soehngen, E. : Interferometric Studies on the Stability and Transition to Turbulence of a free Convection Boundary Layer, Proc. General Discussion Heat Transfer, S. 321 - 323, London 1951
- /26/ Eckert, E. ; Sparrow, E.M. : Radiative Heat Exchange between Surfaces with Specular Reflection, Int. J. Heat- and Mass Transfer, Vol. 3. S. 42, 1961
- /27/ Edwards, D.K. : Radiative Transfer Characteristics of Materials, J. of Heat Transfer, S. 1 - 16, 1969
- /28/ Edwards, D.K. ; Catton, I. : Radiation Characteristics of Rough and Oxidized Metals, Advan. Thermophysical Properties Extreme Temp. Pressures, ASME, S. 189 - 199, 1965
- /29/ Ehm, H. : Natürliche Brände und Möglichkeiten ihrer Umrechnung, VFDB - Zeitschrift 19, S. 55 - 61, 1970
- /30/ Ehm, H. ; Arnault, P. : Untersuchungen mit natürlichen Bränden im kleinen Versuchshaus in Metz, Vorl. Fassung, Europ. Konvention der Stahlbauverbände, 1969
- /31/ Engstrom, P.M. ; Viskanta, R. ; Toor, J.S. : Study of Radiation Interchange in an Enclosure Consisting of Plane Isothermal and Adiabatic Surfaces, Wärme- und Stoffübertragung, Bd. 3, S. 63 - 69, 1970
- /32/ Ermakow, S.M. : Die Monte Carlo Methode und verwandte Fragen, R. Oldenbourg Verlag, München, 1975



- /33/ Feingold, A. ; Gupta, K.G. : New Analytical Approach to the Evaluation of Configuration Factors in Radiation from Spheres and Infinitely Long Cylinders, J. of Heat Transfer, S. 69 - 76 1970
- /34/ Fitzgerald, F. ; Sheridan, A.T. : The Heating of a Slab in a Furnace, Org. by Iron and Steel Institute (ISI - Publication 123) London, S. 18 - 28, 1970
- /35/ Fons, W.L. ; Clemens, H.B. ; George, P.M. : Scale Effects on Propagation Rate of Laboratory Crib Fires, 9. Symposium (Int.) on Combustion, New York/London, S. 860 - 866, 1963
- /36/ Fricke, H.W. : Temperaturmessungen mit Philips Miniatur - Mantelthermoelementen, Mitteilung der Firma Philips
- /37/ Gebhard, B. : A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE 65, No. 1667, S. 321 - 332, 1959
- /38/ Gebhard, B. : Surface Temperature Calculation in Radiant Surroundings of Arbitrary Complexity for Gray, Diffuse Radiation, Int. J. of Heat and Mass Transfer, S. 341 - 346, 1961
- /39/ Gebhard, B. : Unified Treatment for Thermal Radiation Transfer Processes, Gray, Diffuse Radiators and Absorbers, ASME - Paper No. 57 - A - 34, 1957
- /40/ Gross, D. : Experiments on the Burning of Cross Piles of Wood, J. of Research of the NBS, Vol. 66C, No. 2, 1962
- /41/ Hacker, R. : Die Berücksichtigung des Schwärzegrades bei der Bestimmung der Strahlungswärmeeigenschaften von Reihen zylindrischer Elemente, Dissertation TH München, 1961
- /42/ Harmathy, T.Z. : Experimental Study on the Effect of Ventilation on the Burning of Piles of Solid Fuels, Combustion and Flame 31, S. 259 - 264, 1978

- /43/ Hausen, M. : Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch Verallgemeinerte Potenzbeziehungen, Z. VDI, Beiheft Verfahrenstechnik, Bd. 4, S. 91 - 98, 1943
- /44/ Hering, R.G. : Radiative Heat Exchange between Conducting Plates with Specular Reflection, J. of Heat Transfer, S. 29 - 36, 1966
- /45/ Hering, R.G. ; Smith, T.F. : Surface Roughness Effects on Radiant Heat Transfer, J.Spacecraft, Vol. 6, No. 12, S. 1465 - 1466, 1969
- /46/ Hering, R.G. ; Smith, T.F. : Surface Roughness Effects on Radiant Transfer between Surfaces, J. Heat and Mass Transfer, Vol. 13 S. 725 - 739, 1970
- /47/ Hermann, R. : Wärmeübergang bei freier Strömung am waagerechten Zylinder in zweiatomigen Gasen, VDI-Forschungsheft Nr. 379, 1936
- /48/ Herold, L.M. ; Edwards, D.K. : Bidirectional Reflectance Characteristics of Rough, Sintered-Metal and Wire-Screen Surface Systems, AIAA Journal, Vol. 4, No. 10, S. 1802 - 1810, 1966
- /49/ Hoffmann, F. : Untersuchung des thermischen Verhaltens von Holz unter Berücksichtigung des Einflusses hygroskopisch gebundener Feuchtigkeit, Dissertation, TU Braunschweig, 1979
- /50/ Hottel, H.C. : Radiant Heat Transmission between Surfaces Separated by non Absorbing Media, Trans. of the Americ. Soc. Mech. Engineers, Bd. 53, S. 265- 273, 1931
- /51/ Hottel, H.C.; Cohen, E.S. : Radiant Heat Exchange in a Gasfilled Enclosure, AIChE Journal 4, S. 3-14, 1958
- /52/ Hottel, H.C.; Sarofim, A.F.: Heat Transfer, Mc Graw Hill, New York, 1967
- /53/ Howell, J.R. : Application of Monte Carlo to Heat Transfer Problems, Advan. in Heat Transfer, Vol. 5, 1968

- /54/ Jakob, M. : Heat Transfer, Bd. 1, S. 529, 1949
- /55/ Kahn, H. : Applications of Monte Carlo, Rep. No. RM-1237  
(ACE. No. AECU-3259), Rand Corp., 1956
- /56/ Kasperek, G. : Der Energieaustausch durch Wärmestrahlung zwischen Feststoffoberflächen, BWK, Nr. 24, S. 229 - 233, 1972
- /57/ Kawagoe, K. : Fire Behaviour in Rooms, Report of the Building Research Institute, No. 27, Japan 1958
- /58/ Klepper, O.H. : Radiant Interchange Factors for Heat Transfer in Parallel Rod Arrays, Oak Ridge National Laboratory, 1964
- /59/ Lin, S.M. ; Sparrow, E.M. : Radiant Interchange Among Curved Specularly Reflecting Surfaces, Application of Cylindrical and Conical Cavities, J. of Heat Transfer, S. 299 - 307, 1965
- /60/ Look, D.C. : Adjustment of the Shape Factor Reflection Analysis, AIAA Journal, Vol. 13, No. 2, S. 238 - 240, 1975
- /61/ Love, T.J. : Radiative Heat Transfer (The Monte Carlo Method) Charles E. Merrill Publishing Company, Columbus, Ohio, 1968
- /62/ Masuda, H. : Radiative Heat Transfer in Cylinder Row Systems, Teil 1 und 2, Bulletin of the JSME, Vol. 18, No. 117, S. 303 - 311, 1975, / Vol. 20, No. 145, S. 834 - 843, 1977
- /63/ Mc Adams, W.H. : Heat Transmission, Mc Graw Hill, New York, 1954
- /64/ Merz, G. : Berechnung des Wärmeübergangs - insbesondere durch Wärmestrahlung - bei fluchtenden Rohrbündeln von Dampferzeugern, Dissertation TU München. 1976
- /65/ Metropolis, N. ; Ulam, S. : The Monte Carlo Method, J. Am. Statist. Assoc., Vol. 44, No. 247, S. 335 - 341, 1949

- /66/ Millard, J.P. ; Streed, E.R. : A Comparison of Infrared-Emittance Measurements and Measurement Techniques, Applied Optics, Vol. 8, No. 7, S. 1485 - 1491, 1969
- /67/ Münch, B. : Die Richtungsverteilung bei der Reflexion von Wärmestrahlung und ihr Einfluß auf die Wärmeübertragung, TH Zürich, No. 16, Verlag Leermann, Prom. Nr. 2434, 1955
- /68/ Neuer, G. : Gesamtemissionsgrad fester Stoffe bei hohen Temperaturen, Dissertation, Uni Stuttgart, Bericht Nr. 5-118, 1971
- /69/ Nußelt, W. : Graphische Bestimmung des Winkelverhältnisses bei der Wärmestrahlung, Z. VDI, Bd. 72, Nr. 20, S. 673, 1928
- /70/ Oppenheim, A.K. : Radiation Analysis by the Network Method, J. of Heat Transfer, Bd. 78, No. 1, S.725-735, 1956
- /71/ Parker, W.J. ; Abbot, G.L. : Theoretical and Experimental Studies of the Total Emittance of Metals, Symposium on Thermal Radiation of Solids, NASA SP -55, S. 11-28, 1965
- /72/ Perlmutter, M. ; Siegel, R. : Effect of Specularly Reflecting Gray Surface on Thermal Radiation through a Tube and from its Heated Wall, J. of Heat Transfer, S. 55-62, 1963
- /73/ Pich, R. : Die Ermittlung der Winkelverhältnisse bei ebenen Strahlungsproblemen, Wärme, Bd.69, Heft 3, S.114- 119, 1969
- /74/ Polgar, L.G. ; Howell, J.R. : Directional Thermal Radiative Properties of Conical Cavities, NASA TN D-2904, 1965
- /75/ Porteus, J.O. : Relation between the Height Distribution of a Rough Surface and the Reflectance at Normal Incidence, J. of the Opt. Soc. of Am., Vol. 53, No. 12, S. 1394 - 1402, 1963
- /76/ Profos, P. ; Domeisen, H. : Wärmeableitfehler bei Temperaturmessungen an Rohrleitungen, VGB Kraftwerkstechnik 55, S. 432 - 435, 1975

- /77/ Profos, P. : Handbuch der industriellen Meßtechnik, Vulkan-Verlag, Essen, 1974
- /78/ Sachs, L. : Angewandte Statistik, Springer Verlag, Berlin, 1974
- /79/ Sarofim, A.F. ; Hottel, H.C. : Radiative Exchange among Non-Lambert Surfaces, J. of Heat Transfer, S. 37 - 44, 1966
- /80/ Schmidt, E. ; Beckmann, W. : Technische Mechanik und Thermodynamik 1, S. 1 - 24, 1930
- /81/ Schmidt, E. ; Eckert, E. : Über die Richtungsverteilung der Wärmestrahlung von Oberflächen, Mitteilungen der TH Danzig, S. 175 - 193, 1935
- /82/ Seekamp, H. ; Becker, W. : Modelluntersuchungen, Forschungsbericht Nr. 5, Arbeitsgemeinschaft Feuerschutz (AGF), Karlsruhe, 1966
- /83/ Senftleben, H. : Zeitschrift Angewandte Physik, Bd. 5, S. 267, 1953
- /84/ Shreider, Y.A. : Method of Statistical Testing, Elsevier Publishing Company, New York 1964
- /85/ Sieber, W. : Zeitschrift Technische Physik, 22, S. 130 - 135, 1941
- /86/ Siegel, R. ; Howell, J.R. : Thermal Radiation Heat Transfer, Mc Graw Hill, New York, 1972
- /87/ Sommers, R.D. ; Grier, N.T. : Radiation View Factors for a Toroid: Comparison of Eckert's Technique and Direct Computation, J. of Heat Transfer, S. 459 - 461, 1969
- /88/ Sparrow, E.M. : Application of Variational Methods to Radiation Heat Transfer Calculations, J. of Heat Trasfer, S. 375 - 380, 1960

- /89/ Sparrow, E.M. : Radiation Heat Transfer between Surfaces, Adv. in Heat Transfer, Vol. 2, 1965
- /90/ Sparrow, E.M. ; Albers, L.U. : Apparent Emissivity and Heat Transfer in a Long Cylindrical Hole, J. of Heat Transfer, S. 253 - 255, 1960
- /91/ Sparrow, E.M. ; Albers, L.U. ; Eckert, E. : Thermal Radiation Characteristics of Cylindrical Enclosures, J. of Heat Transfer, S. 73 - 81, 1962
- /92/ Sparrow, E.M. ; Cess, R.D. : Radiation Heat Transfer, Brooks/Cole Publishing Company, Belmont, California, 1966
- /93/ Sparrow, E.M. ; Jonsson, V.K. : Angle Factors for Radiant Interchange between Parallel Oriented Tubes, Transactions of the ASME, S. 382 - 384, 1963
- /94/ Stammers, E. ; Den Hartog, H.W. ; Wapenaar, J. : Geometrical Influences on the Radiant Heat Transfer within an Enclosed Space, Int. J. Heat- and Mass Transfer, Vol. 14, S. 689 - 695, 1971
- /95/ Stehr, N. : Untersuchung eines Brannversuchsstandes für Stützen in seinem Temperatur-Zeit-Verhalten bezüglich Konvektion und Strahlung, Studienarbeit am Inst. für Wärme- und Brennstofftechnik TU Braunschweig, 1977
- /96/ Thomas, P.H. : Über neuere Untersuchungen von Bränden an Modellen, VDFB-Zeitschrift 10, S. 146 - 154, 1961
- /97/ Toor, J.S. : Radiant Heat Transfer Analysis among Surfaces Having Direction Dependent Properties by the Monte Carlo Method, Thesis, Purdue University, Lafayette, Indiana, 1967
- /98/ Toor, J.S. ; Viskanta, R. : A Numerical Experiment of Radiant Heat Interchange by the Monte Carlo Method, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, S. 883 - 897, 1968

- /99/     Torrance, K.E. ; Sparrow, E.M. : Directional Emittance of an Electric Nonconductor as a Function of Surface Roughness and Wavelength, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 10, S. 1709 - 1716, 1967
  
- /100/    Torrance, K.E. ; Sparrow, E.M. : Radiation Characteristics of Rough and Oxidized Metals, Advan. Thermophysical Properties Extreme Temp. Pressures, ASME, S. 189 - 199, 1965
  
- /101/    Tyntarev, E.M. : Computation of Irradiation Factors and Angle Factors Using a Digital Computer, Thermal Engineering 15 (3), S. 538 - 542, 1968
  
- /102/    Usiskin, C.M. ; Siegel, R. : Thermal Radiation from a Cylindrical Enclosure with Specified Wall Heat Flux, J. of Heat Transfer, S. 369 - 374, 1960
  
- /103/    VDE/VDI- Richtlinie Nr. 3511: Technische Temperaturmessung, VDI Verlag, Beuth Vertrieb 1967
  
- /104/    VDI - Wärmeatlas, 2. Auflage 1974
  
- /105/    Watzinger, A. ; Johnson, D.G. : Wärmeübertragung von Wasser an Rohrwand bei senkrechter Strömung im Übergangsgebiet zwischen laminarer und turbulenter Strömung, Forsch. Ing. Wes. 10, S. 182 - 196, 1939
  
- /106/    Weiner, M.M. ; Tindall, J.W. ; Candall, L.M. : Radiative Interchange Factors by Monte Carlo, Paper No. 65-WA/HT-51, 1965
  
- /107/    Wood, W.D. ; Deem, H.W. ; Lucks, C.F. : Thermal Radiative Properties, Plenum Press, Plenum Publishing Corporation, New York, 1964

### Lebenslauf

Geburtsdatum	24. Juni 1942
Geburtsort	Pillau-Neutief/ Ostpr.
Familienstand	ledig

### Schulbesuch

Ostern 1949 - Ostern 1953	Grundschule in Vaale
Ostern 1953 - Herbst 1954	Realschule in Wilster
Herbst 1954 - Ostern 1960	Realschule in Uetersen
Ostern 1965 - Ostern 1968	Abendgymnasium in Hamburg

### Praktische Tätigkeit als Facharbeiter

Ostern 1960 - Ostern 1963	Fa. Hatlapa, Uetersen (Maschinen- schlosserlehre)
	Fa. Lubeca-Werke, Wedel
	Fa. Deutsche Telefonwerke, Hamburg
	Fa. AEG- Sondertechnik, Wedel

### Wehrdienst

1.10.1963 - 30.9.1965

### Studium

SS 68	UNI Hamburg (Mathematik, Physik, Chemie)
WS 68/69 - WS 73/74	Studium des Maschinenbaues an der Technischen Universität Braunschweig, Fachrichtung: Wärme-, Verfahrens- und Reaktortechnik
Herbst 1970	Diplomvorprüfung
April 1974	Diplomhauptprüfung

### Berufliche Tätigkeit

seit 1.4.1974	wissenschaftlicher Mitarbeiter am Inst. für Wärme- und Brennstofftech- nik der TU-Braunschweig (Dir.: Prof. Dr. techn. R. Dolezal)
---------------	---



**2559** 153